



Sécurité des véhicules à roues en milieu tout terrain

Xu Han

► To cite this version:

Xu Han. Sécurité des véhicules à roues en milieu tout terrain. Automatique / Robotique. Université de Limoges, 2014. Français. NNT: . tel-01063386

HAL Id: tel-01063386

<https://theses.hal.science/tel-01063386>

Submitted on 12 Sep 2014

HAL is a multi-disciplinary open access archive for the deposit and dissemination of scientific research documents, whether they are published or not. The documents may come from teaching and research institutions in France or abroad, or from public or private research centers.

L'archive ouverte pluridisciplinaire **HAL**, est destinée au dépôt et à la diffusion de documents scientifiques de niveau recherche, publiés ou non, émanant des établissements d'enseignement et de recherche français ou étrangers, des laboratoires publics ou privés.

UNIVERSITÉ DE LIMOGES

ÉCOLE DOCTORALE ED521 Sciences et Ingénierie pour l'information,
Mathématiques

Laboratoire XLIM - UMR CNRS Université de Limoges 7252

Thèse N°[06-2014]

Thèse

pour obtenir le grade de

Docteur de l'Université de Limoges

Spécialité : Image, Signal et Automatique

Présentée par

Xu HAN

le 31/01/2014

**Sécurité des véhicules à roues en milieu tout
terrain**

Thèse dirigée par Dominique MEIZEL, Professeur
Gilles MOURIOUX, Maître de conférences
Joanny STÉPHANT, Maître de conférences

JURY :

Rapporteurs :

M. Nacer M'SIRDI, Professeur à l'École Polytechnique Universitaire de Marseille
M. Roland LENAIN, Chargé de recherche à l'IRSTEA, HDR

Examineurs :

M. Philippe SOUERES, Directeur de recherche au LAAS

Invités :

M. Saïd ZEGHLOUL, Professeur à l'Université de Poitiers
Mme Ouidad LABBANI-IGBIDA, Professeur à l'ENSIL

Remerciements

Ce mémoire présente les travaux qui ont été effectués dans le cadre d'un projet ANR ActiSurTT portant la référence ANR-10-VPTT-008.

Dans un premier temps, je tiens à remercier mes directeurs de thèse, Dominique Meizel, Gilles Mourioux et Joanny Stéphant. Ils m'ont permis, au travers du sujet qu'ils m'ont proposé et de la confiance qu'ils m'ont témoignée, de m'épanouir pleinement tout au long de ses années et plus particulièrement pendant ce travail de thèse.

Je tiens à remercier Messieurs Nacer M'Sirdi, professeur à l'école polytechnique de Marseille, et Roland Lenain, chargé de recherche à l'IRESTEA, d'avoir bien voulu accepter la tâche de rapporteurs, et surtout pour les remarques et conseils qu'ils ont eu la bienveillance de me donner.

Je remercie aussi Monsieur Philippe Soueres, directeur de recherche au LAAS, d'avoir accepter la présidence du jury.

Je remercie également Madame Ouidad Labbani-Igbida, professeur à l'ENSIL, et Monsieur Saïd Zegloul, professeur à l'université de Poitiers, d'avoir accepté d'être dans les membres du jury.

De la même manière, je souhaite exprimer mes remerciements aux membres du projet ActiSurTT qui ont rendu mon travail à la fois facile et passionnant.

Je tient à remercier également tous les membres de l'équipe Mécatronique de l'ENSIL qui m'ont offert une ambiance de travail magnifique tout au long de ses années.

Enfin, un remerciement particulier destiné à remercier toute ma famille et mes amis qui me soutiennent depuis tant d'années.

Table des matières

Publications	i
1 Introduction au sujet	1
1.1 Introduction	3
1.1.1 Présentation du sujet, problématique	3
1.1.2 Cadre de l'étude	4
1.1.3 Structuration du mémoire	5
1.2 Etat de l'art	5
1.2.1 Présentation générale des risques et des métriques associées	5
1.2.2 Critères statiques et dynamiques	6
1.2.3 Conclusion sur les critères	28
2 Modélisation	31
2.1 Aspects géométriques	33
2.1.1 Modélisation de l'environnement	33
2.1.2 Cartographie locale	34
2.1.3 Projection plane	35
2.1.4 Définition d'un repère orthonormé local	35
2.1.5 Configuration interne du véhicule	36
2.1.6 Détermination des centres des roues dans le repère du véhicule	42
2.1.7 Position du centre de gravité par rapport au châssis	44
2.1.8 Configuration externe du véhicule	46
2.2 Interaction pneumatique/sol	47
2.2.1 Forces d'interaction	47
2.2.2 Détermination des points de contact	53
2.2.3 Représentation d'ensembles par des boîtes et sous-pavages	59
2.2.4 Polygone de sustentation	67
2.3 Modèle de terrain	69
2.3.1 Amélioration de la précision lorsqu'on passe 2 fois par la même zone	71
2.3.2 Utilisation de l'interpolation dans la modélisation du MNT	71
2.4 Conclusion	72
3 Critères de stabilité relatif au "Zero Moment Point"	75
3.1 Stabilité du véhicule en utilisant le ZMP	77
3.1.1 Définition du ZMP pour un véhicule	77
3.1.2 Constat d'équilibre en utilisant le ZMP et le polygone de sustentation (points de contact coplanaires)	78
3.1.3 Evaluation de la position du ZMP	78
3.1.4 Principe fondamental de la dynamique au point ZMP	79
3.1.5 Détermination des coordonnées du ZMP	80

3.1.6	Premier estimateur du ZMP	80
3.1.7	Deuxième estimateur du ZMP	81
3.1.8	Indicateurs du risque de renversement	82
3.1.9	Influence de l'environnement tout-terrain pour le constat d'équilibre du véhicule utilisant le ZMP	84
3.2	Prédiction de la situation	92
3.2.1	Critère de tendance au renversement	92
3.2.2	TTR	94
3.2.3	Prédiction de la position du ZMP	95
3.3	Conclusion	97
4	Résultats	99
4.1	Expérimentations réelles	101
4.1.1	Instrumentation	101
4.1.2	Essais réalisés	107
4.1.3	Résultats obtenus	108
4.1.4	Conclusions sur les résultats expérimentaux	112
4.2	Expérimentations en simulation	115
4.2.1	Présentation du simulateur SCANer Studio	115
4.2.2	Synthèse des métriques utilisées	116
4.2.3	Présentation des simulations	116
4.2.4	Résultats des simulations	119
4.2.5	Robustesse des diagnostics par rapport à des perturbations sur la commande	128
4.2.6	Conclusions sur les résultats des simulations	134
4.3	Conclusion	135
	Conclusion générale	137
	Bibliographie	141
	Notations	145
A	La méthode du modèle cinématique - Rappels théoriques	147
B	Principe de l'analyse par intervalle	153
C	Exemple de solution par SIVIA d'un problème en 2D	155

Publications

Article à comité de lecture

[1] X. Han, J. Stéphant, et G. Mourioux, *Utilisation du "Zero Moment point" pour le diagnostic de renversement de véhicule*, Journal Européen des Systèmes Automatisés (JESA), accepté, à paraître, 2013

Conférences internationales à comité de lecture et publications des actes

[2] X. Han, G. Mourioux et J. Stephant, *About the prediction of all-terrain vehicles rollover*, Proceedings of Mechatronics-REM'12, Paris, France, 21-23 November 2012

Conférences nationales à comité de lecture et publications des actes

[3] X. Han, J. Stéphant, et G. Mourioux, *Utilisation du "Zero Moment point" pour le diagnostic de renversement de véhicule*, Actes Journées doctorales d'automatique (JD-MACS 2013) Strasbourg, France, 11-12 Juillet 2013

[4] X. Han, G. Mourioux, et J. Stéphant, *Autours de la prédiction du renversement des véhicules tout terrain*, Journées "AUTOMATIQUE et AUTOMOBILE" (JAA'11) Bordeaux, France, 12-13 Juillet 2011

[5] J. Stéphant, G. Mourioux, X. Han et D. Meizel, *Uneven Terrain Mapping Using an Instrumented Reconfigurable Vineyard Harvester*, Congrès Français de Mécanique (CFM 2013) Bordeaux, France, 26-30 Août 2013

Introduction au sujet

La problématique de la thèse est la détection précoce de situations à risques pour des véhicules tout terrain. Cette problématique a d'abord été étudiée pour des véhicules routiers compte tenu de l'enjeu énorme de la réduction des accidents de la route. Ce premier chapitre est donc consacré à la présentation des principaux risques pour les véhicules routiers ainsi que de diverses méthodologies permettant de détecter ces risques.

Sommaire

1.1	Introduction	3
1.1.1	Présentation du sujet, problématique	3
1.1.2	Cadre de l'étude	4
1.1.3	Structuration du mémoire	5
1.2	Etat de l'art	5
1.2.1	Présentation générale des risques et des métriques associées	5
1.2.2	Critères statiques et dynamiques	6
1.2.2.1	Critères statiques de stabilité	6
1.2.2.2	Critères dynamiques	13
1.2.3	Conclusion sur les critères	28

1.1 Introduction

La domestication de l'énergie a considérablement changé la vie humaine, l'a simplifiée pour une part tout en la complexifiant en lui découvrant de nouvelles possibilités. L'efficacité du transport de personnes est un exemple typique puisqu'en 2 millénaires, les 2 heures consacrées aux trajets domicile/travail et qui permettaient d'aller biner son champ situé à 4 km, permettent désormais de travailler à Paris tout en habitant Lille. Cette aisance du déplacement, conjointement aux autres progrès des technologies de l'information et de la communication est en train de donner vie au concept "Le village du monde" introduit par MacLuhan. Les transports individuels et collectifs sont devenus des éléments centraux de la vie quotidienne et motivent un flot continu d'innovations et de technologies. Par exemple, d'après le journal économique Ward's Auto [6] : en 2010, 1 015 millions de voitures ont été recensées dans le monde, contre 980 millions en 2009. Cet accroissement de 35 millions de véhicules en un an se traduit par 95 500 véhicules supplémentaires par jour.

Après avoir amélioré les performances et la fiabilité des véhicules et les avoir rendu accessibles à une grande partie de la population, on s'intéresse depuis un demi-siècle plus sérieusement à la sécurité routière compte tenu du très grand nombre d'accidents qu'a entraîné cet accroissement du flux de personnes transportées et des conséquences tragiques (hospitalisation, invalidité, voire mort) qu'ils entraînent. D'après une étude européenne, le risque d'avoir un accident mortel sur route est 27 fois plus important qu'en avion, pour une même distance. La sécurité routière repose sur un équilibre fragile entre les véhicules et les comportements des conducteurs, la route et son environnement. C'est un sujet toujours à l'étude et qui fait appel à de nombreux domaines scientifiques. D'après un rapport publié en 2008 par l'Organisation Mondiale de la Santé (OMS), il y a 1,2 millions de morts par an et de 20 à 50 millions de traumatismes provoqués par les accidents de circulation. En France en 2007 par exemple, il y a eu environ 140 000 accidents, soit en moyenne 1 accident toutes les 4 minutes pour un total de 4620 morts. Parmi ceux-ci, 45% des cas d'accidents mortels (2080 morts) sont générés par des accidents de véhicules de tourisme.

1.1.1 Présentation du sujet, problématique

La mécanisation des moyens de transport s'est accompagnée de celle des engins utilitaires comme par exemple les machines agricoles. La même évolution s'y est pratiquée : après l'amélioration des performances et de la rentabilité, la sécurité est devenue une préoccupation essentielle dans la conception et l'utilisation des engins. Comme il a été mentionné dans un rapport du Programme Canadien de Surveillance des Blessures en Milieu Agricole (PCSBMA)[7] (qui analyse les accidents au Canada entre 1990 et 2000), il y a eu 270 décès et 339 cas d'hospitalisation liés au renversement de véhicules pendant cette période. Parmi ces accidents, le plus commun est le renversement latéral (53.7%) qui a provoqué la mort de 145 personnes et 57 hospitalisations.

Parmi l'ensemble des accidents liés à l'utilisation d'un véhicule à roues, le renversement latéral est l'un des plus fréquents et des plus dangereux pour des véhicules ayant un centre

de gravité placé particulièrement haut. C'est généralement le cas des véhicules tout-terrain ou des engins agricoles.

Au niveau français, les études statistiques menées par la Caisse Centrale de la Mutualité Sociale Agricole (CCMSA) ont d'ailleurs mis ce problème en évidence et l'ensemble de la profession cherche désormais de manière active des solutions pour limiter les conséquences de ce type d'accident [8]. Par exemple, en France depuis le 1er janvier 2010, tous les tracteurs doivent être équipés d'une structure de protection (anti-retournement par exemple) répondant à des caractéristiques précises. Le port de la ceinture de sécurité est aussi devenu obligatoire.

Les travaux de cette thèse s'inscrivent dans le projet ANR ActiSurTT qui consiste à définir des systèmes de sécurité actifs permettant de réduire les risques liés à l'utilisation de machines automotrices en milieu tout-terrain. On abordera par exemple les problèmes liés à la pente, au dévers et à l'adhérence. Le projet se focalise sur les risques de renversement et de dévalement.

1.1.2 Cadre de l'étude

Notre étude se place dans le cadre du projet ANR ActiSurTT qui consiste en la prédiction du risque de renversement d'engins agricoles. L'objectif final consiste à déterminer la stratégie la plus efficace permettant de détecter les signes avant-coureurs de ce type d'accident.

Le véhicule étudié est une machine à vendanger représentée sur la Fig. 1.1. Il est reconfigurable dans la mesure où il dispose d'un système de compensation du dévers actionnable par le conducteur. Cette machine est le support d'intégration des travaux du projet. Elle est mise à disposition par l'entreprise GREGOIRE.

Cet engin est caractéristique du cadre du projet ActiSurTT compte tenu de sa masse importante (10 tonnes environ), de la hauteur de son centre de gravité (à peu près 2 m). Sa vitesse maximale sur route est relativement importante (25km/h) et elle est relativement faible (autour de 4km/h en travail) dans le champ. Les conditions de travail peuvent être complexes et on envisagera la pente, le dévers, les variations d'adhérence du terrain et les manœuvres telles que les virages serrés et les demi-tours.



FIGURE 1.1 – Machine à vendanger de la société GREGOIRE, partenaire du projet (à gauche : vue de profil, à droite : vue arrière avec compensation de dévers actif)

1.1.3 Structuration du mémoire

Ce mémoire commence par un travail de bibliographie sur l'ensemble de métriques existantes destinées à constater le risque de renversement d'un véhicule. On présente ensuite, une modélisation géométrique du véhicule. Ce dernier étant reconfigurable, on est amené à distinguer des composantes interne et externe dans sa configuration. La configuration externe permet de positionner dans l'espace de travail un repère lié à une partie du châssis et la configuration interne permet de positionner n'importe quelle partie du véhicule reconfigurable, par exemple les centres des roues, par rapport à ce repère mobile. Un modèle de contact pneumatique/sol est proposé dans l'objectif de calculer les zones de contact possibles avec le sol, le contact n'étant évidemment pas ponctuel en ce qui concerne les engins tout-terrain. On effectue cette analyse en utilisant l'analyse par intervalles [9] et la méthode (SIVIA) [10] qui permet de calculer l'image réciproque d'une fonction.

A partir des modèles proposés, il est possible de caractériser l'ensemble des polygones de sustentation du véhicule, ce qui sert ensuite à constater l'état d'équilibre du système en utilisant des critères de stabilité tels que la position du ZMP¹ par rapport à un polygone de sustentation. D'autres critères tels que la tendance de renversement et le Time To Reverse (TTR) sont ensuite présentés.

De plus, une application de ces travaux est proposée qui permet de construire un modèle numérique de terrain (MNT) pour un terrain inconnu en utilisant l'estimation de la configurations du véhicule, obtenue plus ou moins directement à partir de mesures embarquées, et le modèle de contact pneu/sol.

Dans la suite de ce mémoire, les indicateurs du risque de renversement (basés sur la métrique déduite du ZMP, la tendance de renversement et le TTR) vont être proposés dans l'objectif de diagnostiquer une situation dangereuse. Finalement, la validation de ces indicateurs de risque de renversement est faite en utilisant, d'une part les données venant d'expériences réelles et d'autre part, les simulations fabriquées en utilisant un simulateur construit sur la base SCANNER STUDIOTM de la société OKTAL. Ces essais permettent de tester le fonctionnement des indicateurs proposés dans des situations limites.

1.2 Etat de l'art

Nous proposons de commencer par un panorama des critères de dangerosité appliqués aux véhicules routiers pour lesquels la bibliographie est importante. Différents critères de prédiction du renversement sont listés en délimitant leur périmètre d'application et en les comparant.

1.2.1 Présentation générale des risques et des métriques associées

Le projet ActisurTT envisage un ensemble de scénarios pour lesquels la question de la sécurité est particulièrement mise en avant. Les risques encourus sont principalement le renversement, le décrochage et le dévalement. Plus précisément, on cherche à définir deux

1. ZMP (Zero Moment Point) : c'est un point qui sera défini et utilisé dans les chapitres suivant

ou trois scénarios principaux générant des situations à risque pour un véhicule (de type porteur/machine à vendanger) dans des conditions de travail au champ (montée/descente sur sol en pente avec trémie vide ou pleine, évolution en dévers etc.). De plus, des scénarios secondaires peuvent être proposés dans l'objectif d'enrichir les cas d'études, notamment dans le contexte de circulation sur route. Ces scénarios sont choisis pour être représentatifs de la majorité des situations dangereuses existant dans la réalité. Ils sont utilisés dans le chapitre 4 pour évaluer la pertinence des méthodes et critères proposés.

1.2.2 Critères statiques et dynamiques

Dans l'ensemble des critères, les éléments suivants interviennent à des degrés plus ou moins importants : les caractéristiques de la route (pente, surface, dévers), les caractéristiques du véhicule et de son équipement (cinématique, dimensionnelle, masses, mesures disponibles). L'ensemble des recherches menées sur la détermination de critères analytiques destinés à prédire le renversement latéral peut être décomposé en deux groupes. Le premier utilisera une modélisation du véhicule et de son comportement quasi-statique, le deuxième fera intervenir une modélisation dynamique du système. Dans les deux cas, le problème lié aux données mesurables ou observables restera identique et donnera lieu à des adaptations du modèle. Les critères sont élaborés afin d'avoir une image de la stabilité du véhicule qui peut être définie comme le fait que le véhicule revienne à son état d'équilibre lorsque les perturbations cessent.

1.2.2.1 Critères statiques de stabilité

Les critères de stabilité présentés dans cette section sont basés sur un modèle ou une modélisation statique ou "quasi-statique", ils dépendent très souvent des paramètres géométriques du véhicule. Ils sont pertinents dans de nombreux cas pratiques et sont faciles à mettre en œuvre.

Static Stability Factor (SSF)

Un critère analytique simple mais très utilisé est le Static Stability Factor (SSF). Celui-ci a été développé dans les années 1990 par le ministère américain des transports dans le but d'évaluer la propension des véhicules au renversement. Le NHTSA (National Highway Traffic Safety Administration) a d'ailleurs utilisé ce critère dans son évaluation des véhicules routiers à la suite d'accidents répétés avec un véhicule de type Ford Explorer [11]. Ce critère est le résultat d'un calcul sur des données de conception du véhicule : c'est le rapport entre la voie du véhicule et la hauteur de son centre de gravité.

$$SSF = \frac{e}{2h} \quad (1.1)$$

Une première utilisation du SSF provient de la considération d'un modèle rigide de véhicule de masse m effectuant une trajectoire circulaire de rayon r sur un sol plan, horizontal et d'adhérence suffisante (Fig. 1.2). Il est calculé en considérant l'instant où la roue intérieure est à la limite du décollement, les efforts liés à cette roue sont nuls.

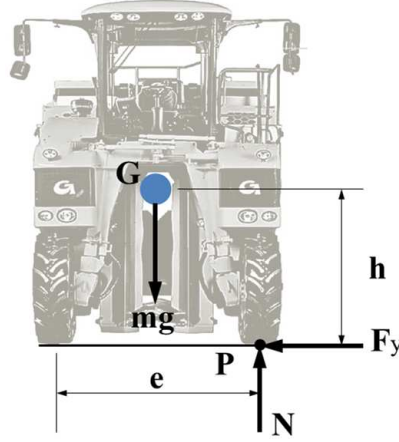


FIGURE 1.2 – Modèle rigide pour la détermination du SSF

La variable e représente la voie, h la hauteur du Centre de Gravité (point G) par rapport au sol, N et F_y les efforts au niveau de la roue gauche, a_y l'accélération normale à la trajectoire. Les principes d'équilibre nous permettent d'écrire les relations suivantes :

$$F_y = ma_y = m \frac{v^2}{r} \text{ et } N = mg \quad (1.2)$$

$$\sum M_G = N \frac{e}{2} - F_y h = 0 \quad (1.3)$$

En remplaçant N et F_y dans la dernière équation, nous obtenons la limite de renversement donnée par le critère [11, 12] :

$$\frac{a_y}{g} = \frac{v^2}{rg} \leq \frac{e}{2h} \quad (1.4)$$

Cette condition qui est utilisée par le NHTSA et qui correspond à l'expression générale du critère SSF. D'une manière générale, les véhicules de tourisme ont un SSF supérieur ou égal à 1,45 (classement 5 étoiles par le NHTSA) tandis que les Sport Utility Vehicle (SUV) ont des valeurs de SSF comprises entre 1,05 et 1,2 (2 et 3 étoiles pour le NHTSA). Plus la valeur du SSF est faible, plus le risque de renversement est élevé. Le NHTSA attribue une seule étoile pour des valeurs inférieures à 1,03.

Les simplifications de modélisation sont telles que le SSF a aussi été exprimé à partir de modélisations plus réalistes par la prise en compte du frottement ou du comportement suspension/pneus. Nous savons que l'effort F_y ne peut pas dépasser une valeur liée à l'adhérence mobilisable du pneu sur la route. On exprime cette limite par l'inégalité :

$$F_y \leq \mu_y N$$

En supposant que le véhicule est à la limite du renversement et en remplaçant F_y dans l'équation (1.3), on obtient :

$$\frac{e}{2h} \leq \mu_y \quad (1.5)$$

Ceci est la condition de renversement. Il y a risque de renversement si $SSF > \mu_y$, dans le cas contraire, le véhicule glissera au lieu de se retourner [13].

Il est également possible de prendre en compte les effets liés à la suspension et à la déformation du pneu [14]. La rotation d'un angle ϕ de l'ensemble autour du centre de roulis R provoque un déplacement latéral du centre de gravité vers l'extérieur du virage de $(h - h_r)\sin(\phi)$ (Fig. 1.3).

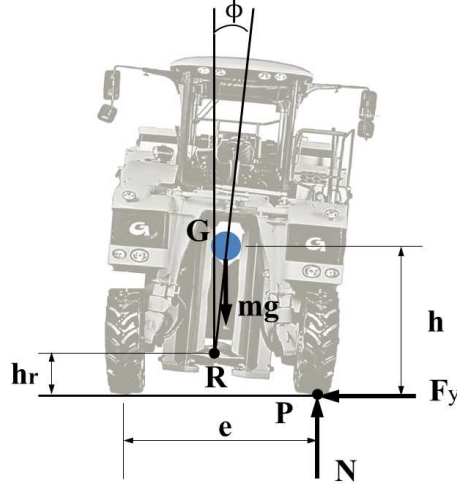


FIGURE 1.3 – Modèle avec suspension, virage à droite [15]

En supposant que l'angle de roulis ϕ est petit, le moment au point P de contact du pneu droit s'écrit :

$$\sum M_p = 0 = ma_y h - mg \left(\frac{e}{2} - \phi(h - h_r) \right) \quad (1.6)$$

En définissant le taux de roulis R_ϕ comme le rapport entre l'accélération latérale et l'angle de roulis, $R_\phi = a_y/\phi$, l'expression précédente permet de redéfinir le SSF comme [14] :

$$SSF = \frac{a_y}{g} = \frac{e}{2h} \frac{1}{(1 + R_\phi(1 - h_r/h))} \quad (1.7)$$

Les variations du relief de la route (profil, inclinaison) conduisent à une erreur dans l'estimation de l'accélération critique latérale. Il est par exemple possible de redéfinir le SSF dans le cas d'un véhicule évoluant sur une surface en dévers [12] (Fig. 1.4).

On réduit alors le véhicule à un essieu virtuel placé au milieu du véhicule. N est la force normale totale appliquée sur la roue virtuelle extérieure, ϕ_t est l'angle de dévers de la route par rapport au repère monde, v est la vitesse du véhicule et F_y est la force de frottement totale reportée sur la roue extérieure. En utilisant les projections des équations de la dynamique, on trouve que :

$$F_y \cos \phi_t - N \sin \phi_t = \frac{mv^2}{r} \quad (1.8)$$

$$N \cos \phi_t + F_y \sin \phi_t - mg = 0 \quad (1.9)$$

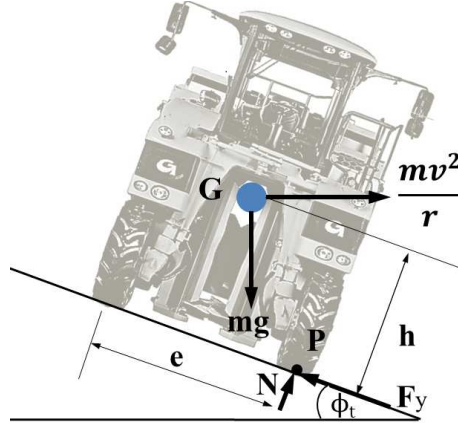


FIGURE 1.4 – Véhicule dans un dévers, virage à gauche [12]

En écrivant la somme des moments au point P , on obtient :

$$N \left(\frac{e}{2} \right) - F_y h = 0 \quad (1.10)$$

Les équations (1.8), (1.9) et (1.10) permettent d'écrire les 2 expressions de N :

$$N = \frac{mv^2}{r} \left(\frac{1}{\frac{e}{2h} \cos \phi_t - \sin \phi_t} \right) = \frac{mg}{\frac{e}{2h} \sin \phi_t + \cos \phi_t} \quad (1.11)$$

Les équations de la dynamique [12] permettent de trouver que :

$$\frac{v^2}{rg} = \frac{\frac{e}{2h} - \tan \phi_t}{\frac{e}{2h} \tan \phi_t + 1} \quad (1.12)$$

En analysant ce résultat, on remarque que si la vitesse du véhicule est nulle ($v = 0$), l'équation se simplifie pour obtenir : $\tan \phi_t = \frac{e}{2h}$. Ceci correspond à la définition d'un autre critère de stabilité nommé Tilt-Table Ratio utilisant un véhicule à l'arrêt dans une pente.

Tilt-Table Ratio / Side-Pull Ratio (SPR) / Centrifuge Test Le **Tilt-Table Ratio** est un critère issu de mesures expérimentales. C'est un test statique d'inclinaison critique d'un véhicule placé sur un plan instrumenté comme celui montré sur la Fig. 1.5 [11].

Le plan supportant le véhicule est initialement horizontal puis s'incline lentement jusqu'au moment où les 2 roues du côté amont du véhicule décollent de la plateforme. La valeur du Tilt-Table Ratio est alors la tangente de l'angle d'inclinaison de la plateforme.

$$\text{Tilt-Table Ratio} = \tan \phi_t \quad (1.13)$$

Le critère brut ne nécessite donc pas d'instrumentation complémentaire du véhicule. En revanche, des accéléromètres placés sur le véhicule et sur le plan incliné permettent,



FIGURE 1.5 – Dispositif expérimental de mesure du Tilt Table Ratio

par différence, de mettre en évidence le comportement des suspensions et les pneus. La modification des réglages du véhicule influe directement sur la valeur du critère [16] [11].

Le critère **SPR** (Side-Pull Ratio) utilise le dispositif de la Fig. 1.6. La méthode consiste à appliquer une force F_y horizontale sur un côté du véhicule passant par son centre de gravité. C'est un test quasi statique, la force latérale est augmentée progressivement jusqu'au seuil de retournement du véhicule. Une valeur élevée de la force latérale nécessaire au renversement signifiera un meilleur SPR, et donc une meilleure stabilité du véhicule. Le SPR se calcule par :

$$SPR = \frac{F_y}{mg} \quad (1.14)$$

La difficulté de ce test réside dans le fait d'assurer que la force d'action soit toujours horizontale et que le vecteur de la force exercée passe par le centre de gravité du véhicule. Ceci nécessite un dispositif complexe afin de garantir la validité de l'essai.

Le Test Centrifuge (Fig. 1.7) est une autre méthode expérimentale de détermination du seuil de renversement d'un véhicule. Le dispositif utilise un bras attaché à un axe vertical motorisé. Un véhicule d'essai est placé sur une plate-forme horizontale située à l'extrémité de ce bras. La mise en rotation de la plate-forme soumet le véhicule en stationnement à une accélération latérale. Lorsque celle-ci est suffisamment élevée, le véhicule aura tendance à se retourner. Le but de ce test est de définir l'accélération latérale minimale pour faire retourner le véhicule lors de la prise d'un virage à rayon constant.

L'intérêt de ces caractérisations expérimentales par rapport au SSF (1.4) est que les effets liés à la suspension et à l'écrasement des pneus sont intrinsèquement inclus dans les résultats. N'ayant pas besoin de la connaissance de la position du centre de gravité (souvent difficile à évaluer), le Tilt Table Ratio (TTR), est beaucoup plus simple à mettre en œuvre que le SPR. Cependant par rapport au SSF, ces tests expérimentaux ont besoin de dispositifs importants pour leur mise en œuvre.

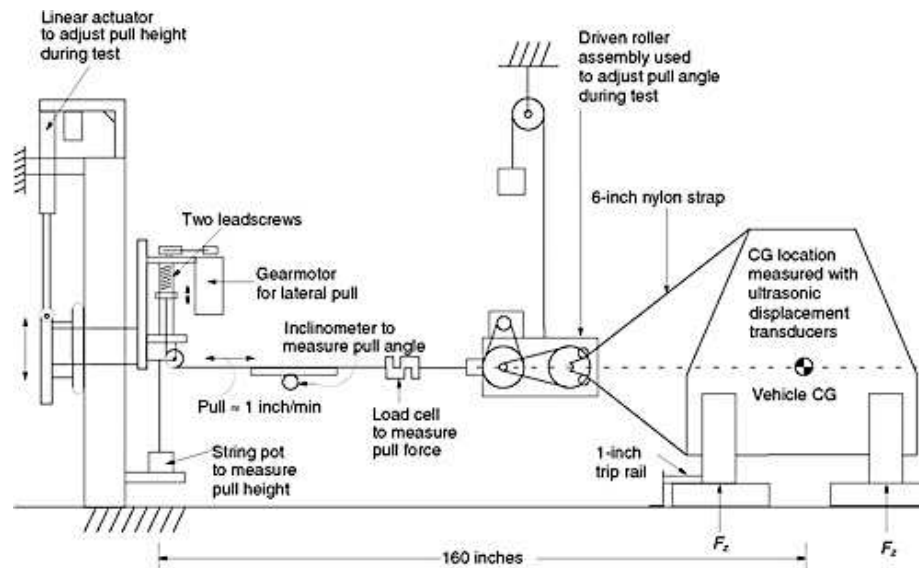


FIGURE 1.6 – Dispositif pour la mesure du SPR [17]

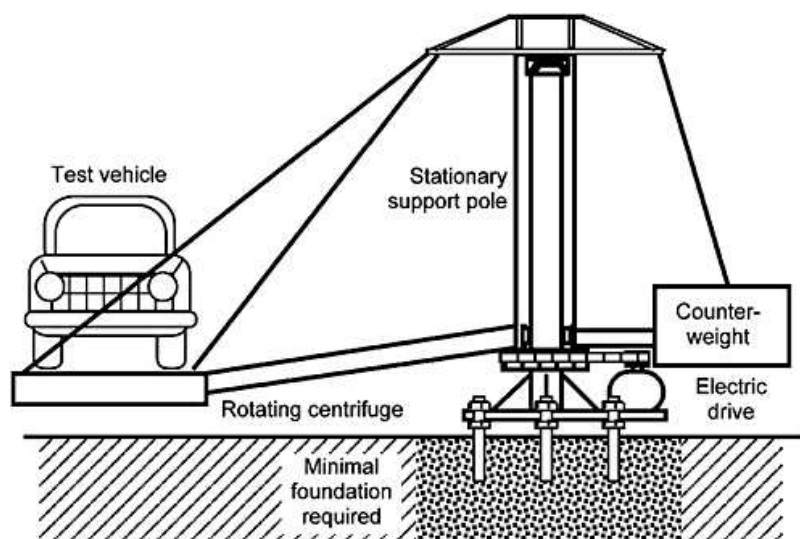


FIGURE 1.7 – Test Centrifuge [11]

Critical Sliding Velocity (CSV) La Critical Sliding Velocity (**CSV**) est une mesure utilisée lors d'un renversement déclenché, ce critère est de nature énergétique. Sa première formulation date de 1973 [18]. Il s'agit d'un calcul de la vitesse latérale critique pouvant provoquer le renversement d'un véhicule en cas de choc avec un mécanisme rigide de déclenchement (par exemple un trottoir).

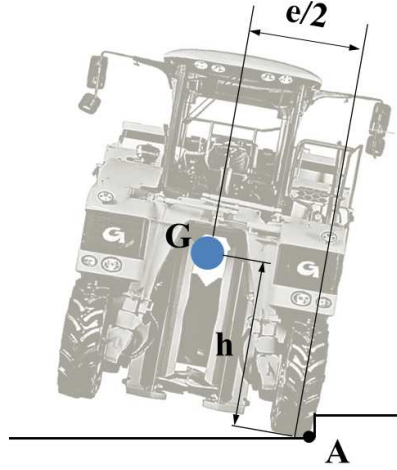


FIGURE 1.8 – Renversement déclenché

Le calcul de la CSV prend en compte un modèle de véhicule rigide dont les paramètres sont la hauteur du centre de gravité, la voie, la masse et l'inertie du véhicule (Fig. 1.8). L'hypothèse réductrice est qu'il n'y a aucune perte d'énergie lors de la collision avec l'élément déclenchant le renversement [11].

$$CSV = \sqrt{2 \frac{U_{critique}}{m}} \quad (1.15)$$

$U_{critique}$ représente l'énergie nécessaire pour amener le véhicule à sa position limite de renversement lorsque le centre de gravité G dépasse la verticale du point d'impact A .

La conservation du moment angulaire autour du point d'impact au moment du choc permet d'écrire :

$$m.CSV.h = I_o\omega_o \quad (1.16)$$

où I_o est le moment d'inertie du véhicule suivant l'axe de rotation passant par le point d'impact (A) et ω_o est la vitesse de roulement à l'impact.

Après le choc, l'énergie cinétique de rotation du véhicule est entièrement convertie en variation d'énergie potentielle [15]. On cherche donc à déterminer l'énergie cinétique minimum à fournir au CDG pour atteindre la verticale :

$$\frac{1}{2}I_o\omega_o^2 = mg \left(\sqrt{h^2 + \left(\frac{e}{2}\right)^2} - h \right) \quad (1.17)$$

On obtient alors l'expression du CSV [19], [11] :

$$CSV = \sqrt{\frac{2gI_o}{mh} \left(\sqrt{1 + \left(\frac{e}{2h}\right)^2} - 1 \right)} \quad (1.18)$$

La CSV est donc la valeur limite de la vitesse de glissement au-delà de laquelle, si le véhicule rencontre un obstacle, le renversement devient inéluctable. Le calcul de ce critère étant dépendant du moment d'inertie considéré et les paramètres géométriques, le NHTSA a procédé à des relevés expérimentaux recensés dans une base de données [20].

Conclusion En résumé, ces méthodes sont simples du fait qu'elles sont liées aux caractéristiques des véhicules mais elles ne considèrent que des situations statiques ou quasi-statiques ce qui est une limitation importante. Par exemple, le critère SSF s'appuie sur des équations mécaniques relativement simples qui ne restent valides que dans des situations bien précises. De plus, il néglige généralement les effets du pneu et de la suspension. Le Tilt Table Ratio, le **test centrifuge** et le SPR sont basés sur des mesures expérimentales ce qui nécessite des installations conséquentes et parce qu'il est difficile de réaliser les essais au plus près des situations réelles.

Les environnements réels étant complexes, les critères définis précédemment ne sont pas suffisants pour certains cas particuliers pour une détection complète du risque de renversement. On s'intéressera donc aux critères basés sur des caractéristiques dynamiques du véhicule pour traiter un nombre de situations plus important.

1.2.2.2 Critères dynamiques

Dans les approches dynamiques, le décollement des deux roues situées d'un même côté d'un véhicule reste un point de départ intéressant pour le calcul des critères de stabilité latérale. L'observation des forces verticales exercées sur les pneumatiques des roues d'un même essieu devient primordiale.

Dynamic Stability Index (DSI) Ce critère est une reconsidération du SSF avec, en plus, des considérations dynamiques. Le DSI (Dynamic Stability Index) suppose un modèle rigide de véhicule évoluant sur une surface plane horizontale [21].

On considère dans ce critère le moment d'inertie suivant l'axe de roulis du véhicule I_{xx} . Le véhicule est considéré à la limite du renversement lorsqu'il n'y a plus d'efforts sur la roue intérieure au virage (roue gauche sur la Fig. 1.2). On calcule la somme des moments au point P de contact roue/chaussée :

$$\sum M_p = ma_y h - mg \frac{e}{2} = I_{xx} \ddot{\phi} \quad (1.19)$$

où a_y est l'accélération latérale du véhicule, $\ddot{\phi}$ est l'accélération de roulis. On obtient alors l'expression du critère DSI [21] :

$$DSI = \frac{e}{2h} = \frac{a_y}{g} - \frac{I_{xx} \ddot{\phi}}{mgh} \quad (1.20)$$

On retrouve la même formulation que pour le SSF (rapport $e/2h$ (1.4)) avec une difficulté identique au critère CSV : à savoir la connaissance du moment d'inertie suivant l'axe de roulis. L'accélération de roulis peut être déterminée par différentes méthodes, notamment par la mise en place de capteurs physiques ou logiciels.

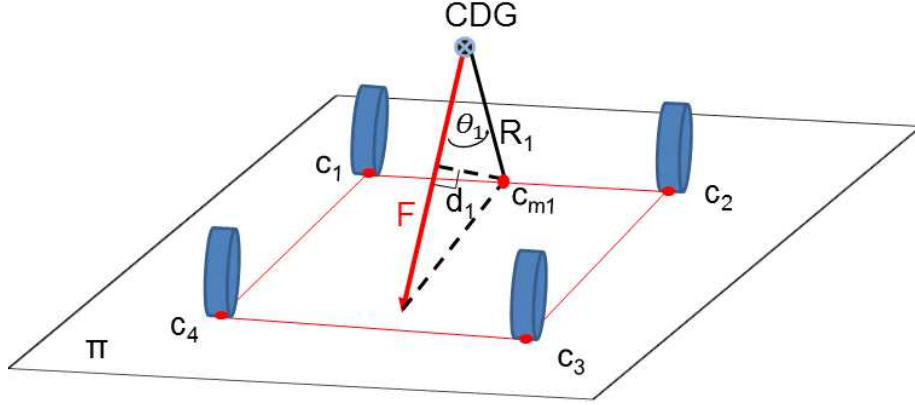
Rollover Stability Advisor (RSA) Le Rollover Stability Advisor (RSA) peut être considéré comme une évolution d'une méthode statique permettant l'évaluation dynamique du risque de renversement. Il est calculé en temps réel pour un véhicule roulant. Il compare l'accélération latérale actuelle avec une accélération latérale critique de référence obtenue expérimentalement [22] :

$$RSA = \frac{a_y(\text{actuelle})}{a_y(\text{critique})} \times 100 \quad (1.21)$$

Pour utiliser le RSA comme critère de stabilité, [22] exprime le taux de l'accélération latérale en fonction du temps. Pour cela, l'évaluation de l'accélération latérale $a_y(\text{actuelle})$ à l'instant t est calculé comme :

$$a_y(t) = \frac{v^2(t)K(t)}{g} - \phi_r(t) \quad (1.22)$$

où $a_y(t)[m/s^2]$ est l'accélération latérale actuelle à l'instant t , $v(t)[m/s]$ est la vitesse longitudinale du véhicule, $K(t)[m^{-1}]$ est la courbure du virage, $g[m/s^2]$ est la gravité et $\phi_r(t)[rad]$ est la valeur du dévers au cours du trajet. Il est nécessaire de connaître les caractéristiques de la route empruntée pour pouvoir déterminer à l'avance les risques de renversement. Ceci peut être envisagé à partir d'une cartographie précise et embarquée de la chaussée.

FIGURE 1.9 – Exemple d'application du critère FASM à l'axe de renversement C_1, C_2

Force Angle Stability Measure (FASM) Ce critère de stabilité envisage tous les axes autour desquels le véhicule est susceptible de se retourner. Il est basé sur l'angle θ entre la force résultante \vec{F} appliquée au Centre De Gravité (CDG) et le vecteur \vec{R}_i reliant le CDG et le centre $C_{m,i}$ de l'axe de renversement d'indice i [23]. Les notations sont consignées sur la Fig. 1.9 qui montre un exemple d'application pour un véhicule à 4 roues.

Un axe de renversement P_i est défini comme la droite reliant les 2 points de contact au sol (C_i, C_{i+1}) d'un même côté du véhicule. d_i étant la distance entre le centre C_{m1} de l'axe de renversement P_i et l'axe de la force résultante \vec{F} , le critère FASM (nommé β) est calculé de la façon suivante :

$$\beta = \|\vec{F}\| \cdot \min_{1 \leq i \leq 4} (\theta_i \cdot d_i) \quad (1.23)$$

Ce critère indique d'une situation critique de renversement lorsque β est nul. Si la valeur de β est négative, le risque de renversement du véhicule est important. Sinon β est positif et le véhicule est stable par rapport au renversement.

Rollover Prevention Energy Reserve (RPER) / Dynamic Rollover energy Margin (DRM) Il a également été développé des critères énergétiques fondés sur la comparaison de l'énergie cinétique de rotation instantanée (E_c) avec l'énergie cinétique nécessaire au renversement ($U_{critique}$) [13]. Ainsi, [24] a défini un indicateur à partir de ce critère énergétique nommé RPER (Rollover Prevention Energy Reserve) (1.24). Dans cette expression, $\dot{\phi}$ est la vitesse de roulis, I_0 est le moment d'inertie autour de l'axe de renversement.

$$\begin{aligned} RPER &= U_{critique} - E_c \\ \text{avec} & \\ E_c &= \frac{1}{2} I_0 \dot{\phi}^2 \end{aligned} \quad (1.24)$$

Le véhicule est en équilibre par rapport au retournement si la valeur de RPER est positive, sinon il possède une énergie cinétique suffisamment importante pour faire retourner

le véhicule. L'utilisation du RPER peut être problématique. En effet, dans le cas où un véhicule glisse latéralement, il possède une énergie cinétique importante sans risque de retournement.

Une amélioration consiste à considérer la marge restante pour arriver au renversement plutôt que la réserve d'énergie [13] :

$$E_{\Delta} = U_{critique} - (U + E_c) \quad (1.25)$$

avec

$$U = \frac{1}{2}mv_y^2 \quad (1.26)$$

où v_y est la vitesse latérale. Le seuil d'énergie nécessaire au retournement $U_{critique}$ est comparée à l'énergie du véhicule (somme de l'énergie potentielle et de l'énergie cinétique). En normant la réserve d'énergie, on obtient le critère normé DRM (Dynamic Rollover energy Margin) :

$$DRM = 1 - \frac{U + E_c}{U_{critique}} \quad (1.27)$$

La situation est stable lorsque la valeur de DRM est de 1. Pour une valeur nulle, le véhicule est en limite de renversement. Il se renverse quand la valeur de DRM devient négative.

Dynamic Energy Stability Measure (DESM) [25] Le critère "Dynamic Energy Stability Measure (DESM)" est basé sur la quantification de l'énergie minimale nécessaire afin de faire basculer le système. Une différence entre l'énergie due aux forces déstabilisant le véhicule par rapport à un axe de renversement et celles qui le stabilisent est calculé afin d'établir l'état d'équilibre du véhicule. Le véhicule est stable si la valeur de cette différence est positive.

La Fig. 1.10 illustre la situation et les variables nécessaires au calcul. La position (1) est la position initiale du CDG et la position (2) est la situation critique par rapport à un axe de renversement (défini par un vecteur reliant deux points de contact d'un même côté, ici : le vecteur $\vec{\theta}_i$). Un plan critique est associé dans cette situation avec un angle ϕ qui est l'angle d'inclinaison de ce plan par rapport au plan vertical. L'énergie qui permet d'amener le véhicule de la position (1) à la position (2) est calculée par :

$$E_i = U_2 - U_1 + E_{c,2} - E_{c,1} \quad (1.28)$$

Avec U_1 et $E_{c,1}$ sont respectivement les énergies potentielle et cinématique initiales du CDG (position (1)). U_2 et $E_{c,2}$ sont respectivement les énergies potentielle et cinématique quand le CDG se trouve dans le plan critique. Le critère DESM est alors l'énergie minimale calculée par rapport à chaque axe de renversement :

$$DESM = \min(E_i) \quad (1.29)$$

Ce critère présente de bonnes performances mais nécessite beaucoup de mesures précises et de données de conception.

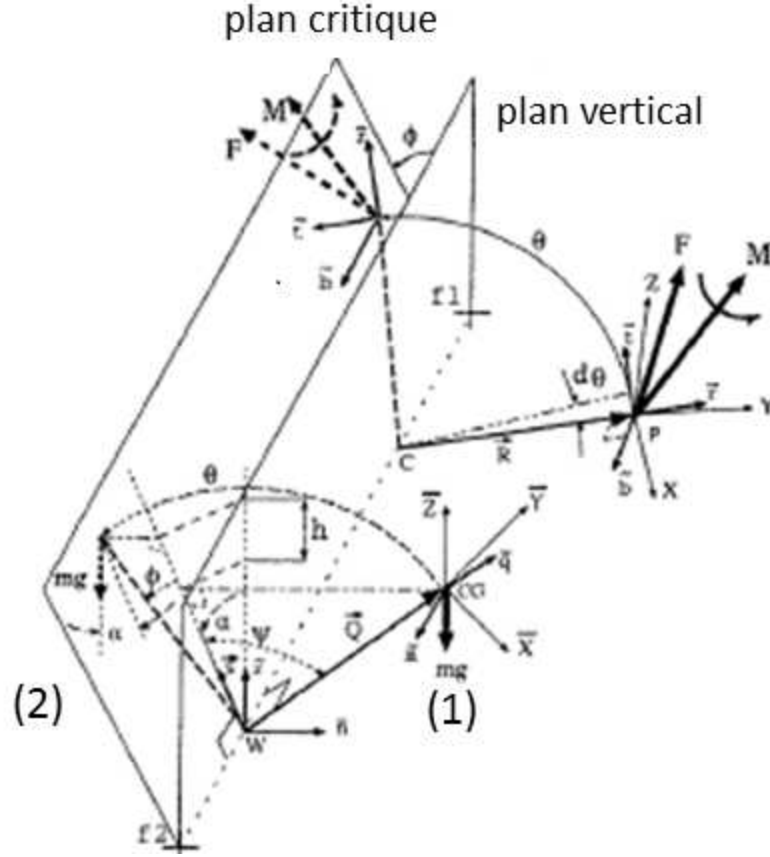


FIGURE 1.10 – Situation initiale (1), situation critique (2) et plan vertical pour le critère DESM

Transfert de Charge Latéral (TCL) ou Lateral Load Transfert (LLT) Fondamentalement, le renversement latéral peut se caractériser par un décollement de la roue par rapport au sol sur un côté du véhicule et, par conséquent, la force normale au contact de la roue devient nulle du côté du renversement. Ce phénomène peut être décrit par le critère de stabilité nommé TCL (Transfert de Charge Latéral) ou LTR (Lateral Transfert Ratio) [26], [27] :

$$TCL = \frac{\sum F_{z,g} - \sum F_{z,d}}{\sum F_{z,g} + \sum F_{z,d}} \quad (1.30)$$

$\sum F_{z,g}$ et $\sum F_{z,d}$ représentent la somme des forces normales du côté gauche et droit du véhicule (Fig. 1.11).

Ces efforts sont égaux lorsque le véhicule est à l'équilibre sur une chaussée horizontale. Si la valeur absolue du TCL est égale à 1, cela exprime le fait que la somme des forces d'un des côtés du véhicule devient nulle. Le décollement est effectif et on est à la limite du renversement. Dans un souci de sécurité, le seuil concernant la prédiction du renversement est souvent fixé à la valeur de 0,8 : $|TCL| \leq 0,8$

On dénombre beaucoup d'applications et de développements à partir de ce critère.

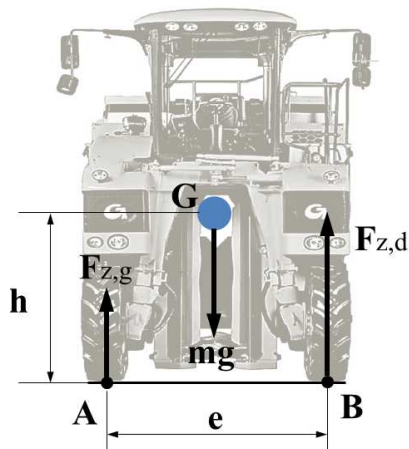


FIGURE 1.11 – Vue arrière du véhicule pour la détermination du TCL

Néanmoins, il soulève le problème de la mesure ou de l'estimation des efforts normaux aux niveaux des roues. Il a été proposé une approximation [28] où le modèle de véhicule utilisé considère une masse suspendue et une autre non-suspendue (Fig. 1.12). On considère également que le véhicule évolue sur une surface plane et horizontale et qu'il est modélisé par un unique essieu. On obtient une nouvelle formulation du TCL par :

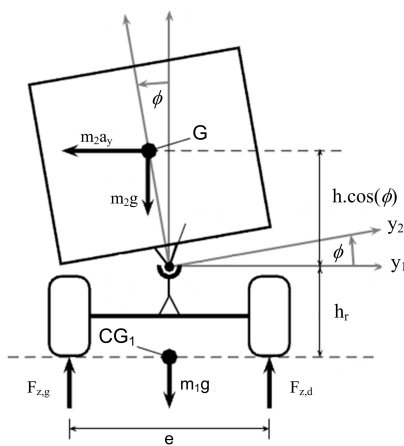


FIGURE 1.12 – Modèle de véhicule pour le TCL [28]

$$TCL = \frac{2m_2}{(m_1 + m_2)e} \left((h_r + h \cos \phi) \frac{a_y}{g} + h \sin \phi \right) \quad (1.31)$$

En négligeant la masse non-suspendue devant la masse suspendue et en supposant un

angle de roulis suffisamment petit, on obtient l'approximation du TCL :

$$TCL \approx \frac{2(h_r + h)}{e} \frac{a_y}{g} \quad (1.32)$$

Ce type d'étude a également été menée sur des véhicules légers évoluant sur une surface plane [26]. Le véhicule roulant à vitesse constante est approximé par un modèle bicyclette avec roulis.

Les équations du modèle décrivant le mouvement du véhicule du point de vue de sa dynamique latérale sont exprimées en supposant petits les angles de dérive et de braquage. Afin de prendre en compte l'amortissement de la suspension, un effort virtuel F_a dont le point d'application est le centre de gravité peut être exprimé en faisant apparaître une raideur (k_r) et un amortissement de roulis (b_r) équivalents à la suspension.

$$F_a = \frac{1}{h}(k_r \phi_v + b_r \dot{\phi}_v) \quad (1.33)$$

Le TCL est alors exprimé en utilisant l'hypothèse du roulement sans glissement et en appliquant le principe fondamental de la dynamique [26].

$$|TCL| \approx \frac{2}{e} \left(\frac{h^2 a_{G,y1}}{k_r/m} \right) \quad (1.34)$$

$a_{G,y1}$ étant l'accélération du point G projetée sur l'axe y_1

Dans le cas particulier des véhicules légers de type quad [29], le modèle devra prendre en compte les mouvements du pilote qui, s'ils influencent peu le modèle longitudinal, provoquent de grandes variations dans le modèle de roulis. Ils peuvent être modélisés comme une perturbation en modifiant certains paramètres géométriques du modèle. L'ensemble du système (quad + pilote) est alors considéré comme un unique solide, la position du CdG varie en fonction de l'angle d'inclinaison du pilote.

Le TCL a également été utilisé dans l'étude du renversement des poids lourds[30]. Différentes approches ont été abordées en considérant les différents essieux, la séparation tracteur/remorque ainsi que l'ensemble articulé [31]. Il a été proposé de calculer le TCL séparément pour le tracteur et la remorque nommés respectivement TCL_A et TCL_B afin de constater l'état d'équilibre latéral.

Ainsi, pour les véhicules qui ont plusieurs corps et essieux, en 1998, Liu et al [31] ont étendu le critère TCL à ces véhicules en combinant les accélérations latérales des différents solides. Ils nomment ELA le critère :

$$ELA = \frac{\sum m_{s,i} a_{s,i} h_{s,i} - \sum m_{ns,j} a_{ns,j} h_{ns,j}}{\sum m_{s,i} h_{s,i} + \sum m_{ns,j} h_{ns,j}} \quad (1.35)$$

où $m_{s,i}$, $m_{ns,j}$, $a_{s,i}$, $a_{ns,j}$, $h_{s,i}$ et $h_{ns,j}$ représentent respectivement les masses, les accélérations et les hauteurs des centres des masses suspendues et non-suspendues, i et j sont les indices du solide considéré.

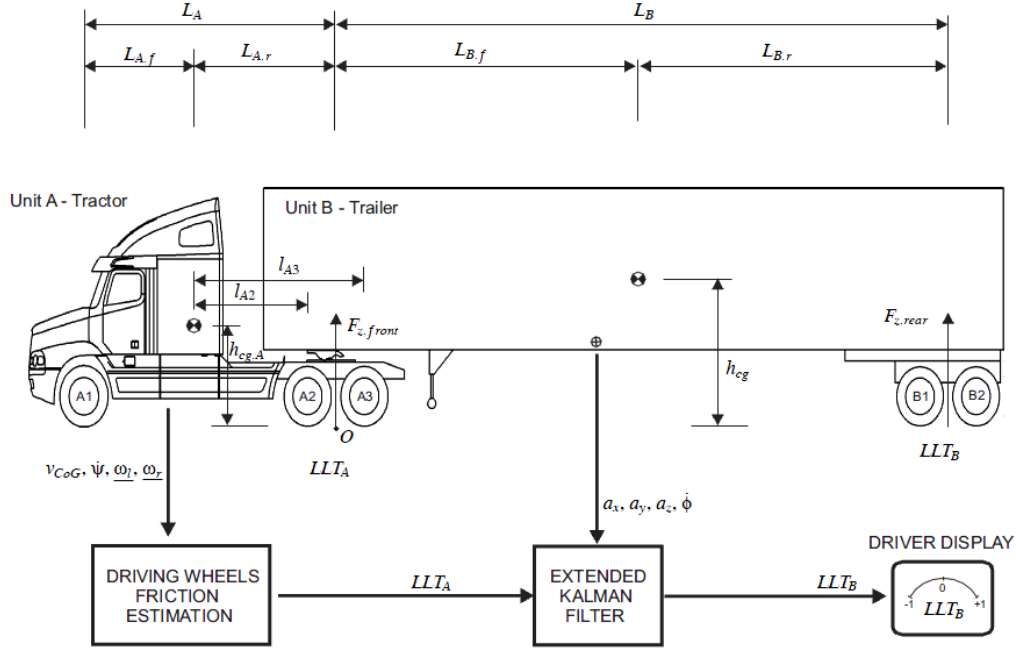


FIGURE 1.13 – Evaluation du TCL sur le tracteur et la remorque [30]

Stability Moment (SM) Le Stability Moment (SM) est une méthode proche du TCL [32]. Il représente le moment résultant des forces de contact entre les roues et le terrain pour chacun des axes autour desquels le véhicule peut tourner. Ici encore, un axe de renversement (Fig. 1.14) est défini comme une droite entre deux points de contact consécutifs [32].

La position des points de contact dans le repère monde est représentée par le vecteur \vec{P}^i , les résultantes des forces de contact sont notées \vec{F}^i avec $i \in 1, \dots, l$ où i est le numéro de la roue. Les axes de renversement sont portés par les vecteurs directeurs \vec{r}^i :

$$\vec{r}^i = \frac{\vec{P}^{i+1} - \vec{P}^i}{\|\vec{P}^{i+1} - \vec{P}^i\|}, \text{ avec } i \in 1, \dots, l \quad (1.36)$$

le SM est alors calculé sur chaque axe de renversement par :

$$SM_j = \left[\sum_{i=1}^l (\vec{P}^i - \vec{B}) \wedge \vec{F}^i \right] \cdot \vec{r}^j \quad (1.37)$$

le vecteur \vec{B} représente un point de l'axe de renversement considéré. La plupart des cas de renversement des véhicules étant le renversement latéral, on utilisera plutôt le critère R_{SM} défini par :

$$R_{SM} = \frac{SM_g - SM_d}{SM_g + SM_d} \quad (1.38)$$

où SM_g et SM_d sont les SM autour des axes gauche et droit. Dans le cas normal où les

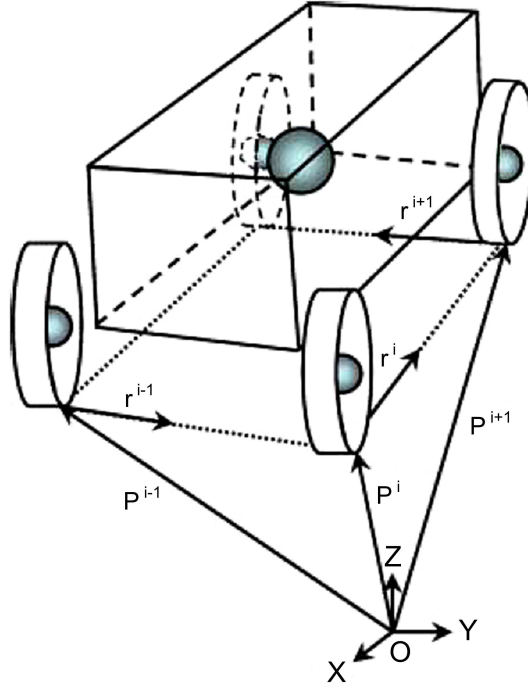


FIGURE 1.14 – Définition des axes de renversement [33]

quatre roues restent en contact avec le sol, on a :

$$-1 \leq R_{SM} \leq 1 \quad (1.39)$$

En dehors de ces valeurs, le R_{SM} indique un risque de renversement.

Time-To-Rollover (TTR) Le critère Time-To-Rollover (TTR) proposé dans [34] et [35] utilise l'angle de roulis pour indiquer le risque de renversement. L'idée de cet indicateur est de construire une méthode intuitive capable de prévenir de la menace de renversement du véhicule quelles que soient les vitesses et le cas de charge du véhicule. Le TTR est défini comme l'intervalle de temps entre l'instant présent et l'instant où l'angle de roulis dépasse une valeur critique (définie par le décollement de la roue). Il est calculé à partir d'un modèle dynamique du véhicule pour lequel les entrées sont bloquées aux valeurs actuelles. Dans le cadre d'une application sur SUV, et comme montré sur la Fig. 1.15, la seule entrée de ce système est l'angle de braquage. Les autres entrées du conducteur et de l'environnement sont négligées.

La méthode consiste à décomposer le modèle en un modèle de lacet qui produit une accélération latérale constituant l'entrée d'un modèle de roulis (Fig. 1.15). Le modèle de lacet est un modèle bicyclette linéaire supposant une vitesse longitudinale constante et de faibles dynamiques (Fig. 1.16).

δ désigne l'angle du volant. La fonction de transfert en temps discret entre δ et de

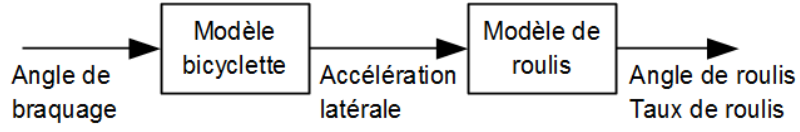


FIGURE 1.15 – Structure du modèle de simplification pour les SUV [36]

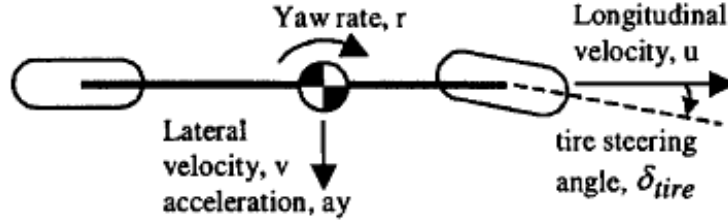


FIGURE 1.16 – Modèle bicyclette pour la détermination de l'accélération latérale

l'accélération latérale a_y s'écrit :

$$\frac{a_y}{\delta} = \frac{b_0 z^2 + b_1 z + b_2}{z^2 + a_1 z + a_2}. \quad (1.40)$$

Après une factorisation, on peut récrire l'équation (1.40) sous la forme suivante :

$$\frac{a_y}{\delta} = b_0 + k \frac{z - z_1}{(z - p_1)(z - \bar{p}_1)} \quad (1.41)$$

Les valeurs de k, z_1, p_1 sont à identifier, ce qui a permis de valider le modèle dans des essais à vitesse constante.

Le modèle de roulis s'appuie sur un modèle mécanique à 2 degrés de liberté qui comporte une partie suspendue et l'autre non suspendue (Fig. 1.17).

ϕ désigne l'angle de roulis de la masse suspendue par rapport au sol, la fonction de transfert en temps discret entre l'accélération latérale a_y considérée comme une entrée et l'angle de roulis ϕ de la masse suspendue est :

$$\frac{\phi}{a_y} = T_{roll}(z) = \frac{b_0 z^3 + b_1 z^2 + b_2 z + b_3}{z^4 + a_1 z^3 + a_2 z^2 + a_3 z + a_4} \quad (1.42)$$

soit, sous forme factorisée explicitant les pôles $(p_1, \bar{p}_1, p_2, \bar{p}_2)$ et les zéros (z_1, z_2, \bar{z}_2) :

$$T_{roll}(z) = k \frac{(z - z_1)(z - z_2)(z - \bar{z}_2)}{(z - p_1)(z - \bar{p}_1)(z - p_2)(z - \bar{p}_2)} \quad (1.43)$$

Les valeurs numériques de k, z_1, z_2, p_1 et p_2 ont été obtenues à partir d'un grand nombre d'essais et de deux véhicules de loisir (SUV) en conditions réelles avec des accélérations de l'ordre de $0.6g$ et sur des surfaces en dévers ($\phi_u \neq 0$ sur la Fig. 1.17).

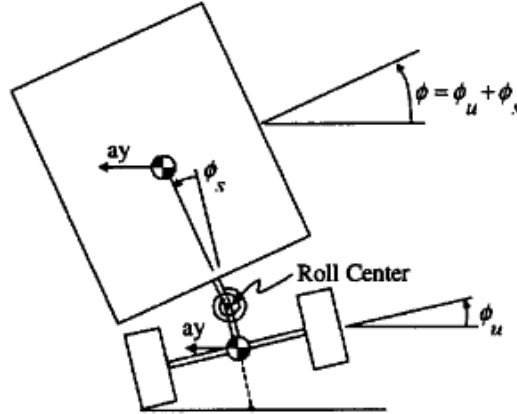


FIGURE 1.17 – Modèle de roulis

Le TTR est calculé de façon itérative sur un horizon de prédiction réaliste égal à 1 seconde selon un schéma de commande prédictive. A partir de l'instant présent t , on calcule la prédiction de l'angle de roulis pour une suite d'instants $\{t + k.T_e; k = 1, 2 \dots, i, i + 1 \dots\}$ en utilisant le modèle récurrent (1.43) soumis à une entrée δ maintenue égale à sa valeur actuelle :

1. Lorsque l'angle de roulis $\phi(t + (k + 1).T_e)$ sort de l'intervalle admissible, on obtient alors $TTR = k.T_e$.
2. Si $((k + 1).T_e)$ est supérieur à l'horizon 1 seconde, alors on pose $TTR = 1$.

On trouvera une étude détaillée dans la référence [34].

ZMP (Zero Moment Point) La définition originale du "Zero Moment Point" a été proposée en 1972 par Miomir Vukobratović dans une publication sur la commande des robots humanoïdes [37]. Cette notion a été proposée dans l'objectif d'indiquer la stabilité dynamique d'un robot bipède [38][39]. Ceci a aussi été utilisé comme un critère de stabilité pour des systèmes mécaniques généraux comme par exemple les manipulateurs mobiles [40].

La Fig. 1.18 illustre les forces distribuées dans la surface de contact pied/sol d'un robot bipède dans la situation où le robot reste en équilibre sur un seul pied. On peut résumer l'effet de ces forces sous la forme d'une résultante $\vec{\mathfrak{R}}$ sachant que le signe de la charge répartie est le même sur toute la surface. Le point d'application est alors dans la limite de la surface du pied.

Si on considère la condition d'équilibre de ce pied en remplaçant l'influence des parties au-dessus de la cheville par une force \vec{F}_A et un moment \vec{M}_A , on peut illustrer les efforts et les moments appliqués pour un pied simplifié en 3 dimensions comme sur la Fig. 1.19 (a).

Pour qu'il y ait équilibre, la force \vec{F}_A doit être compensée par la réaction du sol, c'est-à-dire $\vec{F}_A + \vec{\mathfrak{R}} = 0$ et le moment \vec{M}_A (créé par la force \vec{F}_A) doit aussi être compensé par le moment créé par la résultante $\vec{\mathfrak{R}}$. Pour le moment autour de l'axe z (\vec{M}_{Az}), il est compensé par le moment M_{Rz} créé par les forces de friction $\vec{\mathfrak{R}}_x$ et $\vec{\mathfrak{R}}_y$ (Fig. 1.19 (b)).

En supposant qu'il n'y a pas de glissement sur le contact pied/sol, les deux moments créés par $\vec{\mathfrak{R}}_z$ (M_{Ry} dans la Fig. 1.19 (c) et M_{Rx} dans la Fig. 1.19 (d)) sont en fonction de la position du point P . Ces deux moments permettent de compenser les deux composantes du moment \vec{M}_A (\vec{M}_{Ax} et \vec{M}_{Ay}). Afin d'atteindre l'état équilibre, si le moment \vec{M}_A varie, il ne reste qu'une seule solution qui consiste en la modification de la position du point d'application de la résultante (P).

De cette manière, le robot est dans l'état d'équilibre. Cependant, pour compenser un moment M_A important, il faut que la surface de support pour le pied soit assez grande. Lorsque le point P est sur la frontière de la surface d'appui, la somme des moments est à la limite de n'être plus nulle, c'est-à-dire que le robot est à la limite d'un basculement sur ce côté. On nomme "Zero Moment Point" (ZMP) ce point d'application de la résultante. Pour qu'il y ait équilibre, il doit être à l'intérieur de la surface d'appui.

Dans la suite la surface d'appui est décrite comme un polygone : le **polygone de sustentation** qui est la zone plane convexe délimitée par les différents points d'appui du système. Par exemple en robotique humanoïde, pour un robot qui repose sur ses deux pieds, le polygone de sustentation est la surface entourant l'empreinte de ses deux pieds. De même, pour un véhicule à 4 roues, le polygone de sustentation est la surface enveloppant l'empreinte des 4 roues.

Analyse de la stabilité du système en utilisant le ZMP Afin de voir le constat d'équilibre des véhicules, il est possible de construire un indicateur de la stabilité du système utilisant le ZMP. Le concept consiste à évaluer la stabilité du système en utilisant la position du ZMP par rapport au polygone de sustentation (Fig. 1.20). Le système est considéré comme stable lorsque le ZMP est à l'intérieur du polygone.

On dit que le système est stable lorsque la position du ZMP reste intérieure au polygone de sustentation, qu'il est en limite de stabilité si le ZMP est à la frontière du polygone de sustentation, et que sinon, il n'est plus stable car il risque de basculer.

Application du ZMP dans le domaine automobile Des travaux utilisant le ZMP comme critère de stabilité sur des véhicules ont été menés et comparés aux résultats donnés par d'autres critères statiques et dynamiques de stabilité [21]. Notons O_{ZMP} le ZMP dans le référentiel inertiel $(G, \vec{i}, \vec{j}, \vec{k})$ lié au véhicule. On définit ses coordonnées comme celles du vecteur :

$$\overrightarrow{GO_{ZMP}} = X_{zmp}\vec{i} + Y_{zmp}\vec{j} + Z_{zmp}\vec{k} \quad (1.44)$$

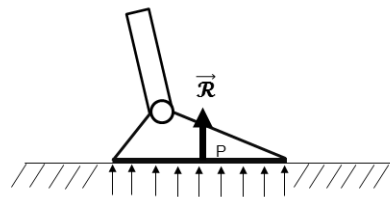


FIGURE 1.18 – Illustration de la résultante pour un pied

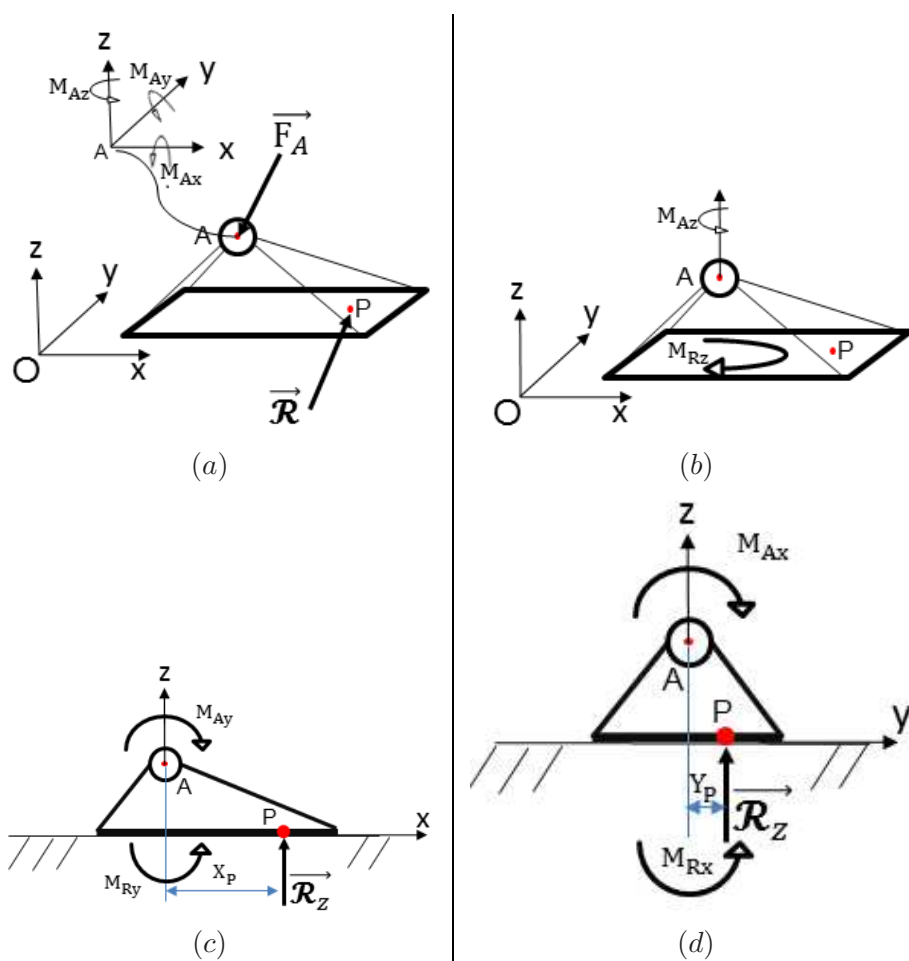


FIGURE 1.19 – (a) Ensemble des efforts et des moments pour un pied. (b) Moment créé par les forces de frictions pour compenser le moment M_{Az} autour de l'axe z . Moments créés par la composante de la résultante \vec{R}_z pour compenser les deux moments (M_{Ay} , M_{Ax}) autour de l'axe y (c) et x (d).

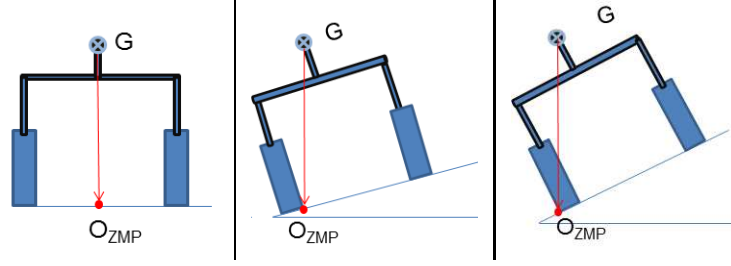


FIGURE 1.20 – Le constat d'équilibre du système en utilisant le ZMP (vue arrière du véhicule). La première figure montre le véhicule posé sur un plan horizontal. La deuxième montre le véhicule sur une pente en position d'équilibre : le ZMP reste à l'intérieur du polygone de sustentation. La troisième indique une situation dangereuse pour le véhicule : le ZMP est sur la frontière du polygone et le véhicule à la limite de se renverser du côté gauche.

On supposera que le modèle possède six degrés de liberté. Le mouvement instantané est représenté par le vecteur de la vitesse de rotation $\vec{\omega}$ et l'accélération linéaire du centre de gravité \vec{a}_G . L'équation au point O_{ZMP} des moments des forces d'inertie et de gravité est :

$$\overrightarrow{M_{O_{ZMP}}} = \overrightarrow{GO_{ZMP}} \wedge m\vec{a}_G + I\dot{\vec{\omega}} + \vec{\omega} \wedge I\vec{\omega} - \overrightarrow{GO_{ZMP}} \wedge m\vec{g} \quad (1.45)$$

Par définition, les coordonnées du ZMP sont déterminées en annulant les composantes de ce moment dans le plan (\vec{i}, \vec{j}) . Dans le cas d'un véhicule supposé rigide positionné dans une pente, il est possible d'exprimer Z_{zmp} si on connaît le roulis relatif $(\phi - \phi_t)$ de la masse suspendue du véhicule (Fig. 1.21) :

$$Z_{zmp} = \left[h + \frac{e}{2} |\tan(\phi - \phi_t)| - Y_{zmp} \tan(\phi - \phi_t) \right] \quad (1.46)$$

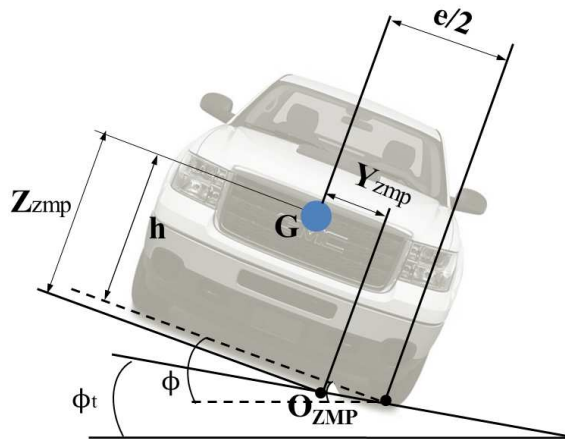


FIGURE 1.21 – Application du ZMP à un modèle de véhicule rigide [21].

A partir des projections $\overrightarrow{MO_{ZMP}} \cdot \vec{i} = 0$ et $\overrightarrow{MO_{ZMP}} \cdot \vec{j} = 0$ on détermine les deux coordonnées restantes du ZMP (X_{zmp} et Y_{zmp}).

Dans le contexte de l'étude du renversement latéral, on s'intéresse particulièrement à la position du ZMP suivant l'axe transversal, c'est-à-dire Y_{zmp} . Cette information devient un indicateur si on compare Y_{zmp} avec la frontière du polygone de sustentation (zone construite par les 4 points de contact). Si Y_{zmp} reste à l'intérieur du polygone, on dit alors qu'il est en stabilité dynamique. Sinon, il y a un risque imminent de renversement. Le Y_{zmp} s'exprime sous la forme suivante :

$$\begin{aligned}
Y_{zmp} = & [e | \tan(\phi_t - \phi_u) | \\
& [m_s(-g \cos(\theta) \sin(\phi_u) + a_{sy}) + m_u(-g \cos(\theta) \sin(\phi_u) + a_{uy})] \\
& - 2[(I_{yz_s} + I_{yz_u})q^2 \\
& + (I_{yy_s} + I_{yy_u} - I_{zz_s} - I_{zz_u})qr \\
& - (I_{yz_s} + I_{yz_u})r^2 + (I_{xz_s} + I_{xz_u})\dot{r} \\
& + m_s h_r(-2g \cos(\theta) \cos(\frac{\phi}{2} + \phi_u) \sin(\frac{\phi}{2}) \\
& - 2a_{sy} \sin^2(\frac{\phi}{2}) + a_{sz} \sin(\phi)) \\
& + m_s h_s(g \cos(\theta) \sin(\phi + \phi_u) - a_{sy} \cos(\phi) - a_{sz} \sin(\phi)) \\
& + m_u h_u g \cos(\theta) \sin(\phi_u) + m_u h_u a_{uy} + I_{xz_s} p_s q \\
& + I_{xz_u} p_u q - I_{xx_s} \dot{p}_s - I_{xx_u} \dot{p}_u] \\
& / 2[m_s(g \cos(\theta) \cos(\phi_t) \sec(\phi_t - \phi_u) - a_{sz} + a_{sy} \tan(\phi_t - \phi_u)) \\
& + m_u(g \cos(\theta) \cos(\phi_t) \sec(\phi_t - \phi_u) - a_{uz} + a_{uy} \tan(\phi_t - \phi_u))]
\end{aligned} \tag{1.47}$$

avec :

- m_s : Masse suspendue $[kg]$
- m_u : Masse non-suspendue $[kg]$
- a : Distance entre l'essieu avant et le CDG (l'ensemble du système) $[m]$
- b : Distance entre l'essieu arrière et le CDG (l'ensemble du système) $[m]$
- c : Distance entre le CDG (l'ensemble du système) et le CDG (les masses suspendues) $[m]$
- d : Distance entre le CDG (l'ensemble du système) et le CDG (les masses non-suspendues) $[m]$
- h_s : Hauteur du CDG (les masses suspendues) $[m]$
- h_u : Hauteur du CDG (les masses non-suspendues) $[m]$
- h_r : Hauteur du Centre de roulis de la masse suspendue $[m]$
- e : Voie du véhicule $[m]$
- $I_{xx,yy,zz}$: Moments principaux d'inertie suivant les axes x y et z $[kg.m^2]$
- $I_{xz,xy,yz}$: Moment d'inertie croisés $[kg.m^2]$
- ϕ_s : Angle de roulis des masses suspendues $[rad]$
- ϕ_u : Angle de roulis des masses non-suspendues $[rad]$
- ϕ_t : Angle de dévers du terrain $[rad]$
- θ : Angle de tangage $[rad]$

- p : Vitesse angulaire de roulis $[rad/s]$
- q : Vitesse angulaire de tangage $[rad/s]$
- a_s : Accélération du CDG (les masses suspendues) $[m/s^2]$
- a_u : Accélération du CDG (les masses non-suspendues) $[m/s^2]$

L'un des avantages de cet indicateur est qu'il ne dépend pas des forces longitudinales et transversales de contact roue/sol car il est calculé dans le plan du sol. Ces forces de contact sont en effet un élément difficile à mesurer et à estimer.

On peut également remarquer que la formulation du critère de stabilité à partir du ZMP dépend des hypothèses de modélisation.

1.2.3 Conclusion sur les critères

Nous avons présenté une liste de critères de stabilité vis-à-vis des renversements et de leurs valeurs cibles correspondantes. Le champ de cette analyse bibliographique est principalement restreint aux véhicules routiers et nous allons étudier sa transposition aux véhicules tout-terrain.

Ces critères ont montré leur complémentarité par leurs approches différentes de la problématique du renversement, en particulier en n'utilisant pas toujours les mêmes variables comme argumentées.

Les entrées nécessaires au calcul de chaque critère sont issues de caractéristiques géométriques, de mesures directes ou indirectes. Les mesures directes nécessitent l'utilisation de capteurs adéquats, ce qui n'est pas toujours réalisable pour des raisons physiques ou de coût. C'est par exemple le cas des angles de dérive et de l'attitude précise du véhicule sur un terrain.

Dans ce cas, des "mesures indirectes" sont possibles en définissant des observateurs d'état qui utilisent les mesures disponibles et un modèle de comportement du système. La définition des entrées des critères de stabilité et des mesures disponibles permet de guider le choix des modèles dynamiques à utiliser pour la construction d'observateurs.

Un intérêt supplémentaire de ces modèles dynamiques est la possibilité de calculer une prédiction (une estimation dans le futur) et de permettre ainsi la mise en œuvre d'actions correctives.

En effet, à partir des valeurs cibles définies et des modèles utilisés, on peut arriver à choisir les entrées à modifier pour atteindre une marge de stabilité satisfaisante vis-à-vis du risque de renversement des véhicules tout-terrain.

L'ensemble des critères présentés n'est qu'une partie de la résolution de la problématique du renversement. Ils nous permettent d'avoir des indicateurs réalistes de la situation mais pour cela, il faut pouvoir être capable d'avoir à sa disposition les valeurs des variables nécessaires à l'établissement de ces critères. Il est malheureusement très compliqué, ou coûteux, d'obtenir les efforts réels au contact des roues, d'avoir des informations sur le terrain d'évolution du véhicule, d'obtenir l'accélération latérale ou le roulis avec des données exploitables.

L'obtention d'un critère ne garantit pas que la décision d'intervention du système (par un contrôle automatique ou par l'opérateur) permette d'éviter le renversement, il faut que l'action menée soit en parfaite adéquation avec la situation rencontrée.

De plus, la plupart des indicateurs présentés n'indiquent pas, lors du franchissement de leur valeur cible, le fait que le renversement va être effectif mais qu'il existe un fort risque de renversement.

A partir de ces constats, d'autres études ont été menées utilisant un certain nombre des variables d'état des véhicules pour reconstruire un indicateur propre ou une stratégie de commande permettant d'anticiper un renversement éventuel. On peut, par exemple, utiliser une approche basée sur la limitation de l'angle de roulis pendant que le système suit comme référence l'angle de lacet [41].

Le fait de travailler sur une situation à risque implique que l'on doit prédire le renversement le plus tôt possible. Ceci peut nous inciter à simplifier de manière forte les modèles utilisés afin de ne pas pénaliser cet aspect.

Modélisation

Chapitre II

Ce chapitre est consacré à la présentation de diverses sources d'informations permettant de caractériser le terrain, le véhicule et l'interaction entre le véhicule et le terrain. On traitera donc de la localisation d'un mobile dans l'espace 3D et en particulier des zones de contact entre ses pneumatiques et le sol. Ces zones de contact seront d'abord étudiées comme des points puis, de façon plus réaliste, comme des volumes dans l'espace 3D. Ils seront caractérisés en utilisant des concepts d'analyse par intervalles comme des boîtes (intervalles dans l'espace 3D) ou des sous-pavages. La caractérisation de ces zones de contact permet d'évaluer la base de sustentation du véhicule qui sera un élément clé de l'analyse de sa stabilité.

Sommaire

2.1	Aspects géométriques	33
2.1.1	Modélisation de l'environnement	33
2.1.1.1	Référentiel pour la description d'orbites satellitaires	33
2.1.1.2	Référentiel pour la description d'un point sur Terre	34
2.1.2	Cartographie locale	34
2.1.3	Projection plane	35
2.1.4	Définition d'un repère orthonormé local	35
2.1.4.1	Changement de coordonnées géoréférencées en coordonnées locales tangentes	36
2.1.5	Configuration interne du véhicule	36
2.1.5.1	Géométrie du véhicule	37
2.1.5.2	Modélisation du système multi-corps	39
2.1.5.3	Modélisation des six degrés de liberté sur le véhicule	39
2.1.5.4	Modélisation globale du véhicule avec 21 corps et 17 ddl	40
2.1.6	Détermination des centres des roues dans le repère du véhicule	42
2.1.7	Position du centre de gravité par rapport au châssis	44
2.1.8	Configuration externe du véhicule	46
2.2	Interaction pneumatique/sol	47
2.2.1	Forces d'interaction	47
2.2.1.1	Forces latérales	48
2.2.1.2	Force longitudinale	49
2.2.1.3	Angles de carrossage et braquage	49
2.2.1.4	Modèle de Pacejka	50
2.2.1.5	Modèle pour des terrains meubles	50

2.2.2	Détermination des points de contact	53
2.2.3	Représentation d'ensembles par des boîtes et sous-pavages	59
2.2.3.1	Encadrement d'un ensemble, sous pavages	59
2.2.3.2	SIVIA	61
2.2.3.3	VSIVIA	63
2.2.3.4	Solution pour la zone de contact possible en utilisant SIVIA	64
2.2.3.5	Conclusion sur le calcul des zones de contact pneu/sol	67
2.2.4	Polygone de sustentation	67
2.2.4.1	Obtention du polygone	68
2.3	Modèle de terrain	69
2.3.0.2	Élaboration d'un MNT à partir de données expérimentales	69
2.3.1	Amélioration de la précision lorsqu'on passe 2 fois par la même zone	71
2.3.2	Utilisation de l'interpolation dans la modélisation du MNT	71
2.4	Conclusion	72

2.1 Aspects géométriques

Pour constater la stabilité du véhicule, il est nécessaire de connaître le périmètre de son polygone de sustentation. Dans le cas des métriques dynamiques, il faudra également disposer de l'attitude complète du véhicule. Pour ce faire, on peut aborder le problème du point de vue de la géométrie en travaillant dans le repère local tangent au champ de manœuvre, repère compatible avec les données issues d'un système GPS. Pour localiser le véhicule dans ce repère, on utilisera des variables de configuration externe. Finalement, le polygone de sustentation pourra être défini dans un premier temps à partir de la configuration interne du véhicule et à partir du centre de ses roues. Diverses formulations peuvent être utilisées pour aborder ce problème.

2.1.1 Modélisation de l'environnement

Un Système de Référence Géodésique (SRG) est destiné à positionner des objets par rapport à la Terre telle qu'elle est (non idéale). Cette préoccupation immémoriale et la vision globale de la Terre à partir de l'espace ont abouti à définir un système de référence mondial par rapport auquel les systèmes de référence locaux sont définis de façon non-ambigüe. Le SRG le plus utilisé actuellement est celui qu'utilise les systèmes de localisation satellitaires, c'est le WGS84 (World Geodetic System 1984).

Il se base sur un ellipsoïde de révolution conventionnel qui est une surface mathématique simple approximant la surface de la terre. Le centre de cet ellipsoïde est proche du centre de gravité de la terre et son axe de révolution est celui de la terre. Sa forme est caractérisée par ses deux demi-axes et son coefficient d'aplatissement :

- la dimension du demi grand-axe est $a = 6378,137km$,
- celle du demi petit-axe est $b = 6356,7523142km$, ce qui donne un aplatissement $f = (a - b)/a = 1/298,257223563$.

Les coordonnées géographiques d'un point dans ce système sont exprimées en valeurs angulaires par la latitude, la longitude, et la hauteur mesurée suivant la normale à l'ellipsoïde (Fig. 2.1). On supposera par ailleurs, même si ce n'est qu'une approximation, que la gravité est dirigée selon cette normale.

La représentation des objets et de leur mouvement s'exprime couramment dans des coordonnées cartésiennes dans des référentiels galiléens. Ces référentiels sont définis par rapport au SRG et dépendent du problème traité.

2.1.1.1 Référentiel pour la description d'orbites satellitaires

Le mouvement des satellites tournant dans l'espace autour de la terre est facilement décrit dans le repère galiléen fixe par rapport à la galaxie. On approxime ce mouvement en le repérant dans un référentiel dont les axes, parallèles au précédent, sont fixes par rapport aux étoiles mais dont le centre est celui de la terre. On parle alors de référentiel "Earth Centered Inertial" (ECI). Son plan x, y coïncide avec le plan équatorial terrestre.

2.1.1.2 Référentiel pour la description d'un point sur Terre

Lorsqu'on cherche à localiser un point sur Terre, il est plus pratique d'utiliser un référentiel lié à la terre et qui tourne avec elle. On définit ainsi le référentiel "Earth Centered Earth Fixed" (ECEF) qui est le référentiel ECI qui tourne avec la terre autour de son axe de révolution. Son centre O_0 est donc proche du centre de gravité de la terre, son axe Y_0 pointe dans la direction de Greenwich (GB) (0° de longitude) et l'axe X_0 pointe dans la direction $90^\circ E$. Afin d'exprimer ces informations dans un référentiel, il existe deux types de systèmes de coordonnées : systèmes de coordonnées cartésiennes et polaires (latitude, longitude et hauteur géodésique par rapport à l'ellipsoïde).

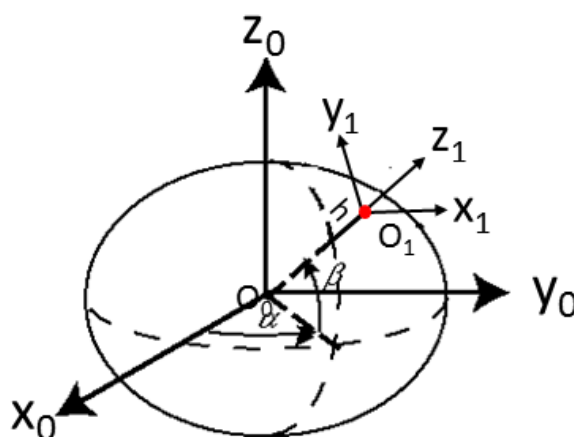


FIGURE 2.1 – Repère terrestre (ECEF) ($O_0, \vec{x}_0, \vec{y}_0, \vec{z}_0$) et repère local ($O_1, \vec{x}_1, \vec{y}_1, \vec{z}_1$) ainsi les coordonnées géodésiques du SRG.

2.1.2 Cartographie locale

Fondamentalement, le système WGS84 est le système géodésique standard mondial. En France, on utilise le RGF93 (Réseau Géodésique Français) pour manipuler des coordonnées plus facilement interprétables au niveau local.

C'est un système de référence géodésique pour la France métropolitaine dont l'origine des axes est en France. Il permet de construire les cartographies locales. Il est totalement cohérent avec le système WGS84. L'ellipsoïde utilisé pour le RGF93 est celui d'IAG GRS 1980 (International Association of Geodesy, Geodetic Reference System 1980) avec les paramètres : $a = 6378,137km$ et $f = 1/298,257222101$. Cet ellipsoïde est pratiquement identique à celle du WGS84 car ils ne diffèrent que d'un dixième de millimètre sur le demi petit-axe (b). Trois parties sont incluses dans ce système :

- RRF : Réseau de Référence Français, composé de 23 points déterminés par géodésie spatiale.
- RBF : Réseau de Base Français, composé de 1009 sites déterminés par GPS.
- RDF : Réseau de Détail Français, composé de 8000 points.

Généralement, le RGF93 est un système de référence géodésique local qui est une partie du réseau ETRS89 (European Terrestrial Reference System 1989) associé au réseau mondial ITRS (International Terrestrial Reference System). Ceci permet de travailler directement dans un repère propre aux observations spatiales et compatible avec leurs précisions.

2.1.3 Projection plane

Afin de représenter les coordonnées des systèmes SRG (fondés sur les ellipsoïdes) sur une surface plane, on utilise une projection dite "conforme" pour avoir une image de la terre sur cette surface plane. La projection officielle utilisée en France est celle de Lambert93 qui est une projection conique conforme. En résumé, il s'agit de la projection sur un cône tangent ou sécant à l'ellipsoïde qui est une bonne approximation de la zone où se situe la France. Ce cône est délimité par deux parallèles sécants (nommé parallèles standards) Fig. 2.2. La zone d'application de la projection est centrée sur un parallèle. La projection de l'ellipsoïde sur le cône devient une représentation plane.

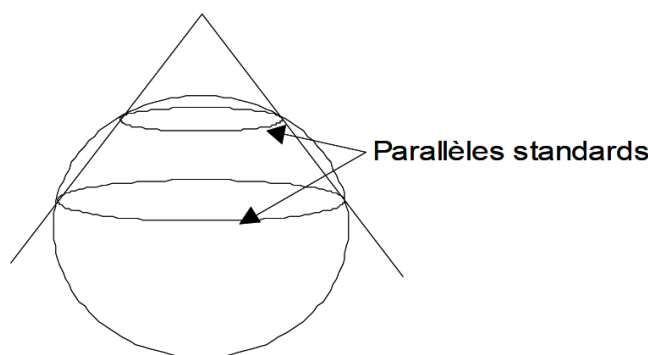


FIGURE 2.2 – Projection conique conforme Lambert93, cône sécant à l'ellipsoïde.

En dehors de la grande précision, l'intérêt d'utiliser la projection Lambert93 est qu'elle est associée au RGF93 et donc compatible avec le système européen. De plus, elle est compatible avec le WGS84 et le passage de l'un à l'autre est facile. On supposera dans la suite que le référentiel local lié à la terre est galiléen.

2.1.4 Définition d'un repère orthonormé local

Le contexte des coordonnées géographiques étant rappelé, nous nous proposons de travailler dans un repère orthonormé et local pour des raisons de commodité. L'origine de ce repère est proche du lieu de mission. Ce pourra être, par exemple, la station fixe d'un GPS différentiel si on en utilise cette méthode de positionnement. Cette origine est notée O_l sur la Fig. 2.3.

Cette origine étant fixée, on utilisera un repère orthonormé de type ENU¹ dans lequel l'axe x est dirigé vers l'est, l'axe y est dirigé vers le nord et l'axe z vers le haut.

1. East, North, Up

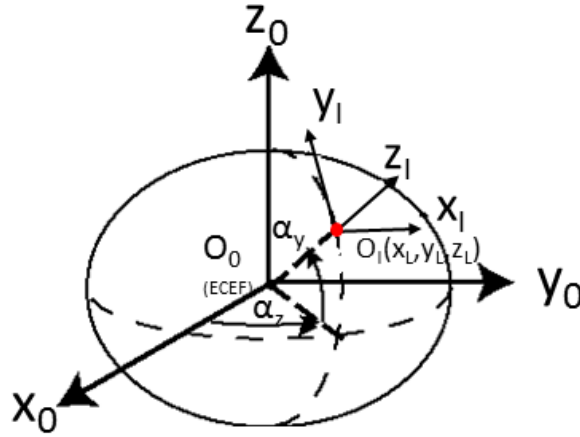


FIGURE 2.3 – Repère géocentré et repère local tangent

2.1.4.1 Changement de coordonnées géoréférencées en coordonnées locales tangentes

$(X_{O_l}, Y_{O_l}, Z_{O_l})$ sont les coordonnées de l'origine du repère local dans le repère géocentré. α_z est la longitude de l'origine du repère local, α_y est la latitude de l'origine du repère local

X, Y, Z désignant les coordonnées géocentriques et x, y, z les coordonnées locales, le changement de repère est donné par l'équation :

$$\begin{bmatrix} x \\ y \\ z \end{bmatrix} = R * \begin{bmatrix} X \\ Y \\ Z \end{bmatrix} + S \quad (2.1)$$

Avec la matrice de rotation :

$$R = \begin{bmatrix} -\sin(\alpha_z) & \cos(\alpha_z) & 0 \\ -\sin(\alpha_y)\cos(\alpha_z) & \sin(\alpha_y)\sin(\alpha_z) & \cos(\alpha_y) \\ +\cos(\alpha_y)\cos(\alpha_z) & \cos(\alpha_y)\sin(\alpha_z) & \sin(\alpha_y) \end{bmatrix}$$

et le décalage par rapport au repère local :

$$S = \begin{bmatrix} X_l \sin(\alpha_z) - Y_l \cos(\alpha_z) \\ X_l \sin(\alpha_y) \cos(\alpha_z) + Y_l \sin(\alpha_y) \sin(\alpha_z) - Z_l \cos(\alpha_y) \\ -X_l \cos(\alpha_y) \cos(\alpha_z) - Y_l \cos(\alpha_y) \sin(\alpha_z) - Z_l \sin(\alpha_y) \end{bmatrix}$$

2.1.5 Configuration interne du véhicule

Par définition, la configuration d'un système matériel est un vecteur qui permet de spécifier sans ambiguïté l'occupation de l'espace par le système. Comme on s'intéresse à un véhicule articulé, on propose de définir la configuration externe qui positionne le châssis par rapport au référentiel local lié au terrain et la configuration interne qui positionne les roues du véhicule par rapport au châssis.

Le véhicule étudié² est reconfigurable pour la conception du système de correction de dévers. Les degrés de liberté internes sont les longueurs de quatre vérins qui supportent les roues et notés h_{FL} , h_{FR} , h_{RL} et h_{RR} (Fig. 2.11) ainsi que l'angle au volant β qui détermine les orientations (β_{FL}, β_{FR}) des roues avant par rapport au châssis. Ces 5 variables constituent la configuration interne (2.2) et elles affectent la géométrie du véhicule.

$$q_{\text{interne}} = [h_{FL}, h_{FR}, h_{RL}, h_{RR}, \beta]^T \quad (2.2)$$

2.1.5.1 Géométrie du véhicule

La Fig. 2.4 illustre le tracteur porteur vendangeur G7 étudié qui comprend principalement 2 parties : le porteur (Fig. 2.5) et le vendangeur (Fig. 2.6).



FIGURE 2.4 – Vue en 3D du tracteur porteur vendangeur G7. Machine réelle (à gauche) et modèle CAO (à droite)



FIGURE 2.5 – Vue de face (à gauche) et de droite du porteur de la G7

Pour simplifier l'étude de la géométrie de la machine à vendanger (Fig. 2.5), on se concentrera sur la partie constituée du châssis et des trains avant et arrière de la machine en négligeant la partie vendangeuse (Fig. 2.6). La position des centres des roues dépend des données géométriques constantes issues de la conception de la machine et de la valeur de la configuration interne (2.2).

2. une machine à vendanger GREGOIRE G7-240

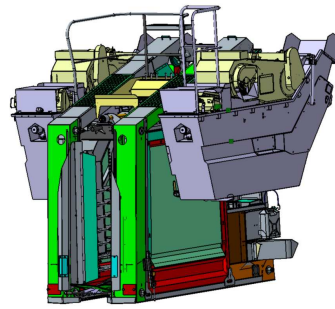


FIGURE 2.6 – Vue en 3D du modèle de vendange de la G7

En particulier, les roues arrières sont fixées sur des bras oscillants (Fig. 2.7). Une modification des longueurs (h_{RL} , h_{RR}) des vérins permet de changer la position des roues arrières par rapport au porteur.

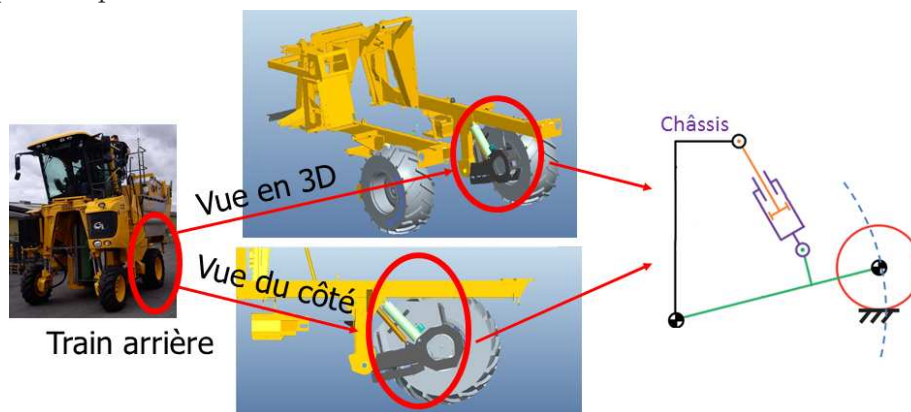


FIGURE 2.7 – Structure cinématique du train arrière du tracteur G7

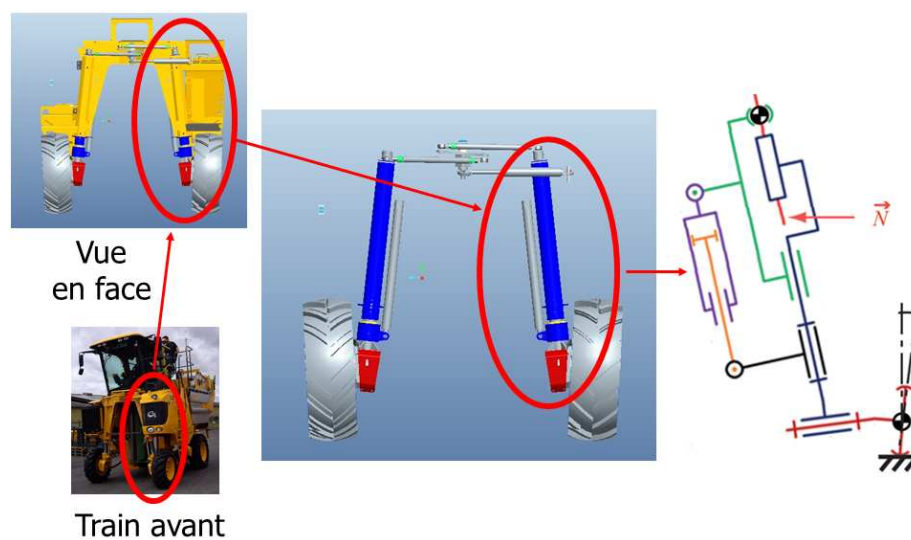


FIGURE 2.8 – Structure cinématique du train avant du tracteur G7

Pour les roues avant, la conception du véhicule est astucieuse mais plus complexe. Il existe 2 angles d'inclinaison pour les bras. En effet, l'axe de rotation \vec{N} servant au braquage est orienté vers l'avant et l'extérieur du véhicule. Il existe également un déport entre l'axe de rotation et le centre des roues avant (Fig. 2.8). La nouvelle position \vec{U}^* d'un vecteur \vec{U} après la rotation d'un angle β autour du vecteur \vec{N} s'écrit :

$$\vec{U}^* = \mathcal{R}_{\beta}^{\vec{N}} \vec{U} \quad (2.3)$$

avec

$$\mathcal{R}_{\beta}^{\vec{N}} = \cos(\beta) \mathbb{I}_{3 \times 3} + (1 - \cos(\beta)) \vec{N} \vec{N}^T + \sin(\beta) sk(\vec{N}) \quad (2.4)$$

La notation $sk(\vec{V})$ représente la matrice antisymétrique telle que $sk(\vec{V})\vec{v} = \vec{V} \wedge \vec{v}$ pour tout vecteur $\vec{v} \in \mathbb{R}^{3 \times 1}$. Pour localiser le centre d'une roue avant, dans le repère du véhicule, il faudra donc lui appliquer la transformation (2.3).

2.1.5.2 Modélisation du système multi-corps

Le modèle géométrique du tracteur G7 peut être construit en utilisant la méthode dite "Denavit-Hartenberg-Modifiée" (DHM) qui permet de décrire la structure mécanique du système multi-corps [42] et [43]. (Un rappel de la théorie est présentée dans l'annexe A.)

Dans le formalisme DHM, le véhicule est décrit par un système arborescent à 21 corps comprenant seize degrés de liberté. Rappelons que la configuration est partitionnée en :

1. une configuration externe q_{externe} (2.8) qui positionne le châssis par rapport au monde et
2. la configuration interne q_{interne} (2.2) qui positionne l'ensemble des constituants du véhicule par rapport au châssis.

La configuration externe est celle d'un solide et comporte donc 6 composantes définissant les translations et les rotations dans l'espace 3D.

Le châssis étant positionné dans l'espace, la position des centres des roues est calculable à partir de la configuration interne.

2.1.5.3 Modélisation des six degrés de liberté sur le véhicule

Dans la Fig. 2.9, la modélisation du véhicule par rapport au sol est réalisée par l'intermédiaire de 5 corps virtuels situés entre la caisse et le sol (de masse et inerties nulles). Donc, pour un tel système de 6 corps, il possède six degrés de liberté par rapport au sol : trois translations (suivant les axes x , y et z) et trois rotations (roulis, tangage et lacet). Il est possible de modéliser le système par la méthode DHM. Les articulations considérées sont les 3 translations suivant l'axe y_0 , x_0 et z_0 et les 3 rotations successives. On peut alors définir la matrice de passage ($T_{6 \leftarrow 0}$) entre le repère du monde (R_0) et le repère de la caisse (R_6) par le tableau des paramètres de DHM (tableau. 2.1).

Ici, pour le choix du vecteur articulaire q_n , les trois premiers composantes seront :

- q_1 qui représente le déplacement suivant l'axe $-y_0$,
- q_2 qui représente le déplacement suivant l'axe x_0 et
- q_3 le représente le déplacement suivant l'axe z_0 .

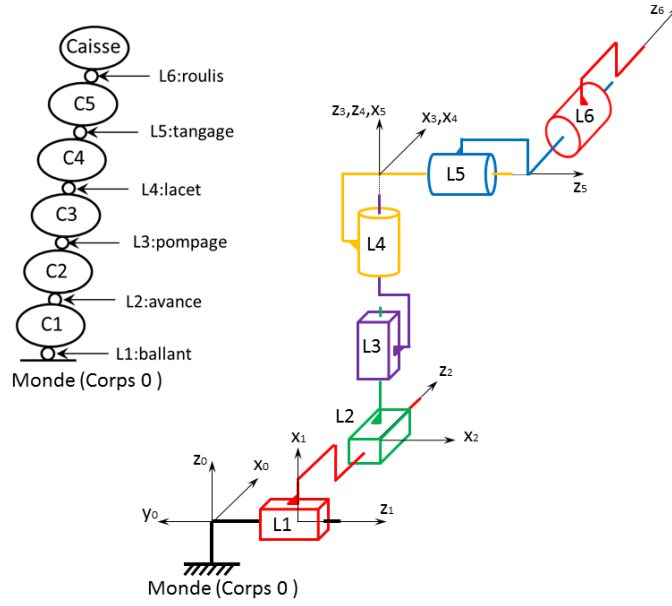


FIGURE 2.9 – Modélisation du véhicule

j	$j - 1$	σ_j	γ_j	b_j	α_j	d_j	θ_j	r_j	Description
1	0	1	0	0	$\pi/2$	0	$\pi/2$	$-y$	Déplacement suivant $-y_0$
2	1	1	0	0	$\pi/2$	0	$\pi/2$	x	Déplacement suivant x_0
3	2	1	0	0	$\pi/2$	0	$\pi/2$	z	Déplacement suivant z_0
4	3	0	0	0	0	0	ψ	0	Lacet
5	4	0	0	0	$\pi/2$	0	$\phi + \pi/2$	0	Tangage $+\pi/2$
6	5	0	0	0	$\pi/2$	0	θ	0	Roulis

TABLE 2.1 – Paramètres DHM du porteur

Ainsi les 3 dernières composantes du vecteur q sont les 3 rotations relatives d'un corps par rapport au corps précédent.

2.1.5.4 Modélisation globale du véhicule avec 21 corps et 17 ddl

La Fig. 2.10 donne un schéma pour la structuration des composantes du véhicule considéré. Ainsi le modèle illustré dans la Fig. 2.11 est le modèle articulé du véhicule avec 21 corps (dont 11 corps virtuels) et 17 degrés de liberté (ddl).

Les coordonnées généralisées sont définies par le vecteur q (17 coordonnées articulaires), il y a 1 corps et 1 ddl pour le module de vendange qui est actuellement négligé. Les 6 premières composantes sont la posture du véhicule (3 translations + 3 rotations). Les dix autres sont des coordonnées articulaires du système, q est de la forme suivante :

$$q = [q_1 \ q_2 \ q_3 \ q_4 \ q_5 \ q_6 \ q_{11} \ q_{12} \ q_{21} \ q_{22} \ q_{33} \ \beta_{avg} \ q_{35} \ q_{43} \ \beta_{avd} \ q_{45}]^T \quad (2.5)$$

où :

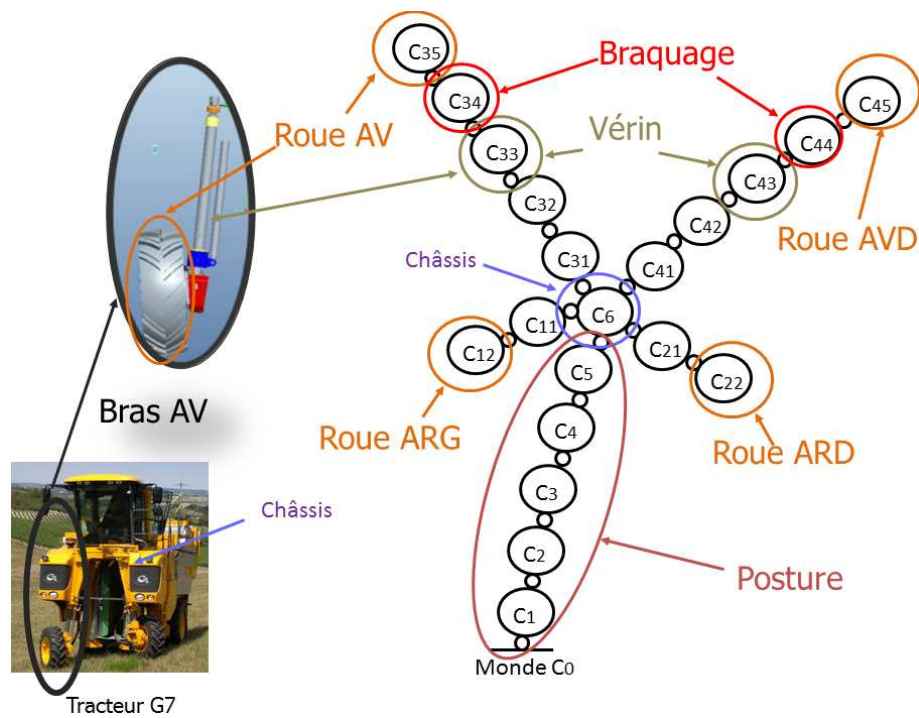


FIGURE 2.10 – L'ensemble des corps considérés et la structuration du véhicule

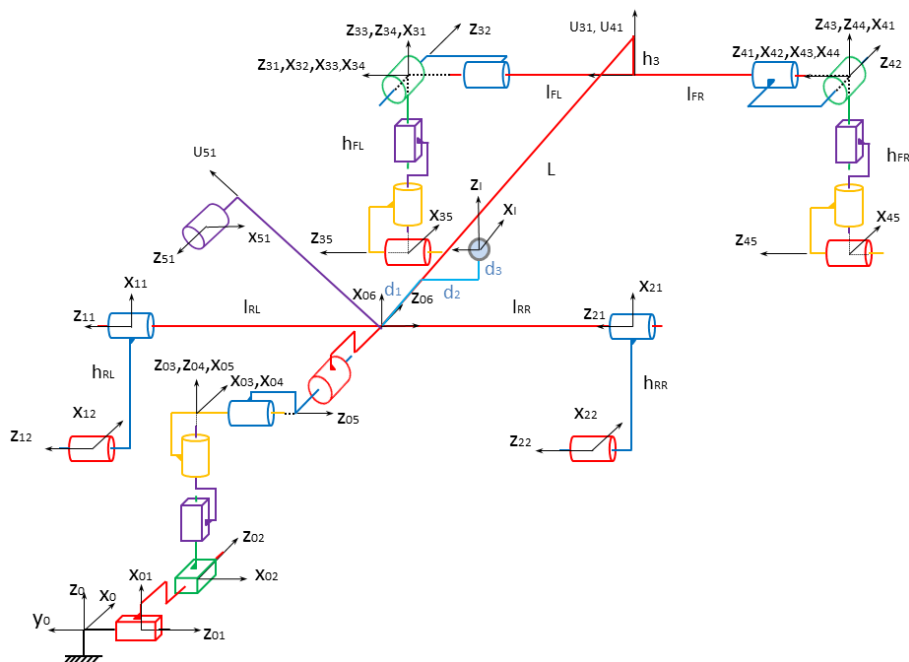


FIGURE 2.11 – Modélisation du véhicule

- $q_{11}(h_{RL})$ et $q_{21}(h_{RR})$ sont les positions angulaires des 2 bras arrières. Ils permettent de régler le niveau de la hauteur du châssis.
- $q_{33}(h_{FL})$ et $q_{43}(h_{FR})$ sont les positions (translations) des deux vérins avant.
- $q_{34} = \beta_{FL}(\beta)$ et $q_{44} = \beta_{FR}(\beta)$ sont les angles de braquage des roues avant. Ils dépendent de l'angle au volant β .
- q_{12}, q_{22}, q_{35} et q_{45} sont les positions angulaires des quatre roues, autour de leurs axes de rotation.
- q_{31}, q_{32}, q_{41} et q_{42} sont bloquées, sont les positions angulaires fixées des deux branches avant.

On peut alors déterminer le tableau DHM pour ce modèle (tableau. 2.2). Dans cette représentation,

- l_{RL}, l_{RR}, l_{FL} et l_{FR} sont respectivement les demi-voies arrière-gauche, arrière-droite, avant-gauche et avant-droite,
- L est une valeur approximative de l'empattement du véhicule,
- h_{RL}, h_{RR}, h_{FL} et h_{FR} sont respectivement les hauteurs sur les branches arrière-gauche, arrière-droite, avant-gauche et avant-droite.
- β_{FL} et β_{FR} sont respectivement les angles de braquage des roues avant, gauche et droit.
- d_1, d_2 et d_3 sont respectivement les 3 distances fixées suivant l'axe x_{06}, y_{06} et z_{06} qui permettent de localiser la position du CdG par rapport à ce repère du châssis.

Un modèle CAO du véhicule a été mis à disposition par la société GREGOIRE. Il permet d'extraire toutes les caractéristiques géométriques du véhicule. A titre d'exemple, dans une configuration comme celle présentée sur la Fig. 2.12, la voie est de 2.1 [m] et l'empattement de 2.75 [m].

2.1.6 Détermination des centres des roues dans le repère du véhicule

En utilisant la méthode présentée dans les sections précédentes et la géométrie du véhicule, il est possible de déterminer les positions des centres de roue dans le repère du véhicule (R_I). Les positions des centres des deux roues arrière du véhicule sont obtenues par les expressions suivantes :

$$\begin{aligned} \begin{bmatrix} x_{RL} \\ y_{RL} \\ z_{RL} \end{bmatrix}_{B_I} &= \begin{bmatrix} -\sin(q_{11})h_{RL} - d_1 \\ l_{RL} + d_2 \\ -\cos(q_{11})h_{RL} - d_3 \end{bmatrix}_{B_I} \\ \begin{bmatrix} x_{RR} \\ y_{RR} \\ z_{RR} \end{bmatrix}_{B_I} &= \begin{bmatrix} -\sin(q_{21})h_{RR} - d_1 \\ -l_{RR} + d_2 \\ -\cos(q_{21})h_{RR} - d_3 \end{bmatrix}_{B_I} \end{aligned} \quad (2.6)$$

j	$j - 1$	γ_j	b_j	α_j	d_j	θ_j	r_j	Description
1	0	0	0	$\pi/2$	0	$\pi/2$	$-y$	Déplacement suivant $-y_0$
2	1	0	0	$\pi/2$	0	$\pi/2$	x	Déplacement suivant x_0
3	2	0	0	$\pi/2$	0	$\pi/2$	z	Déplacement suivant z_0
4	3	0	0	0	0	ψ	0	Lacet
5	4	0	0	$\pi/2$	0	$\phi + \pi/2$	0	Tangage $+\pi/2$
6	5	0	0	$\pi/2$	0	θ	0	Roulis
I	6	$\pi/2$	d_1	$\pi/2$	d_2	$\pi/2$	d_3	Position du CDG au châssis
11	6	0	0	$\pi/2$	0	q_{11}	l_{RL}	Correction en niveau ARG
12	11	0	0	0	h_{RL}	$\pi/2 + q_{12}$	0	Rotation de la roue ARG
21	6	0	0	$\pi/2$	0	q_{21}	$-l_{RR}$	Correction en niveau ARD
22	21	0	0	0	h_{RR}	$\pi/2 + q_{22}$	0	Rotation de la roue ARD
31	6	0	L	$\pi/2$	$-h_3$	θ_{31}	l_{FL}	Articulation bloquée
32	31	0	0	$-\pi/2$	0	$-\pi/2 + \theta_{32}$	0	Articulation bloquée
33	32	0	0	$\pi/2$	0	0	$-h_{FL}$	Translation du vérin AVG
34	33	0	0	0	0	β_{FL}	0	Braquage roue AVG
35	34	$-\pi/2$	0	$\pi/2$	0	q_{35}	0	Rotation de la roue AVG
41	6	0	L	$\pi/2$	$-h_3$	θ_{41}	$-l_{FR}$	Articulation bloquée
42	41	0	0	$-\pi/2$	0	$-\pi/2 + \theta_{42}$	0	Articulation bloquée
43	42	0	0	$\pi/2$	0	0	$-h_{FR}$	Translation du vérin AVD
44	43	0	0	0	0	β_{FR}	0	Braquage roue AVD
45	44	$-\pi/2$	0	$\pi/2$	0	q_{45}	0	Rotation de la roue AVD

TABLE 2.2 – Paramètres DHM du véhicule. Chaque ligne représente une liaison entre le corps (j) et le corps ($j - 1$)

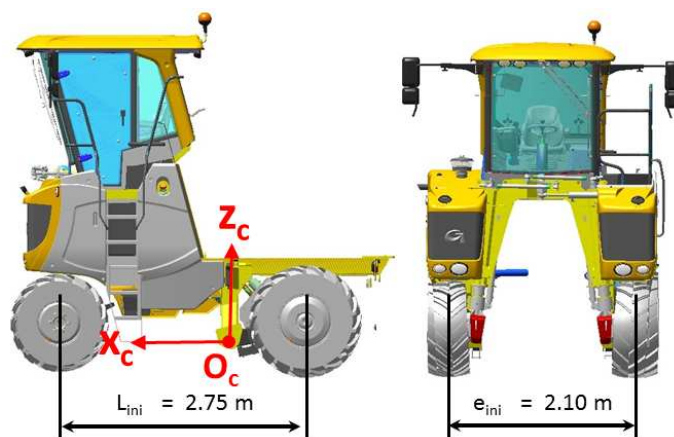


FIGURE 2.12 – La voie et l'empattement initial du tracteur G7 étudié

Les centres des roues avant :

$$\begin{aligned} \begin{bmatrix} x_{FL} \\ y_{FL} \\ z_{FL} \end{bmatrix}_{B_I} &= \begin{bmatrix} -\sin(\theta_{31}) \sin(-\frac{\pi}{2} + \theta_{32}) h_{FL} - d_1 + L \\ l_{FL} - \cos(-\frac{\pi}{2} + \theta_{32}) + d_2 \\ -\cos(\theta_{31}) \sin(-\frac{\pi}{2} + \theta_{32}) h_{FL} - d_3 - h_3 \end{bmatrix}_{B_I} \\ \begin{bmatrix} x_{FR} \\ y_{FR} \\ z_{FR} \end{bmatrix}_{B_I} &= \begin{bmatrix} -\sin(\theta_{41}) \sin(-\frac{\pi}{2} + \theta_{42}) h_{FR} - d_1 + L \\ -l_{FR} + \cos(-\frac{\pi}{2} + \theta_{42}) + d_2 \\ -\cos(\theta_{41}) \sin(-\frac{\pi}{2} + \theta_{42}) h_{FR} - d_3 - h_3 \end{bmatrix}_{B_I} \end{aligned} \quad (2.7)$$

2.1.7 Position du centre de gravité par rapport au châssis

Vue l'importance de la masse et de la hauteur du Centre De Gravité (CDG) de la machine étudiée, on s'intéresse particulièrement aux variations du CDG qui peuvent influencer directement son équilibre.

Définissons un point O_c fixé au châssis comme dans la Fig. 2.13 et considérons maintenant un système de vecteurs constituant une base orthonormée directe $B_c = (\vec{x}_c \vec{y}_c \vec{z}_c)$.



FIGURE 2.13 – Le repère châssis lié à un point fixe

\vec{x}_c est un vecteur unitaire situé à l'intersection

- du plan de symétrie gauche/droite et
- du plancher de la cabine pour une configuration interne nominale de celle-ci.

\vec{y}_c est un vecteur unitaire

- situé dans le plan du plancher de la cabine pour la même configuration interne nominale,
- orthogonal au plan de symétrie et
- dirigé vers la gauche.

\vec{z}_c pointe vers le haut et complète la base orthonormée directe.

L'origine O_c de ce repère étant attachée sans ambiguïté à un point matériel, on préférera

choisir une nouvelle origine O_I du repère mobile proche du centre de gravité G . Les coordonnées de ce point conventionnel sont définies dans le repère mobile $R_c = \{O_c, (\vec{x}_c \vec{y}_c \vec{z}_c)\}$.

Le modèle du véhicule en CAO avec tous les paramètres réels permet de réaliser les tests virtuels nécessaires pour localiser la position du CDG en fonction de la longueur des vérins, de la pente et de différentes charges. Le centre de gravité a donc été évalué pour une

- Machine penchée toutes combinaisons de vérins en butée en tous les directions possibles (avant, arrière, gauche et droite).
- Machine penchée en pente et en dévers avec un angle d'inclinaison à la limite de renversement en tous les directions possibles.
- Machine qui a une masse totale à vide d'environ 10 tonnes.
- Machine soumis en mi-charge symétrique / dissymétrique (500kg) dans les deux bennes du modèle de vendange.
- Machine soumis en pleine charge symétrique / dissymétrique (1000kg) dans les deux bennes du modèle de vendange.
- Combinatoire (machine penchée, chargée etc.)

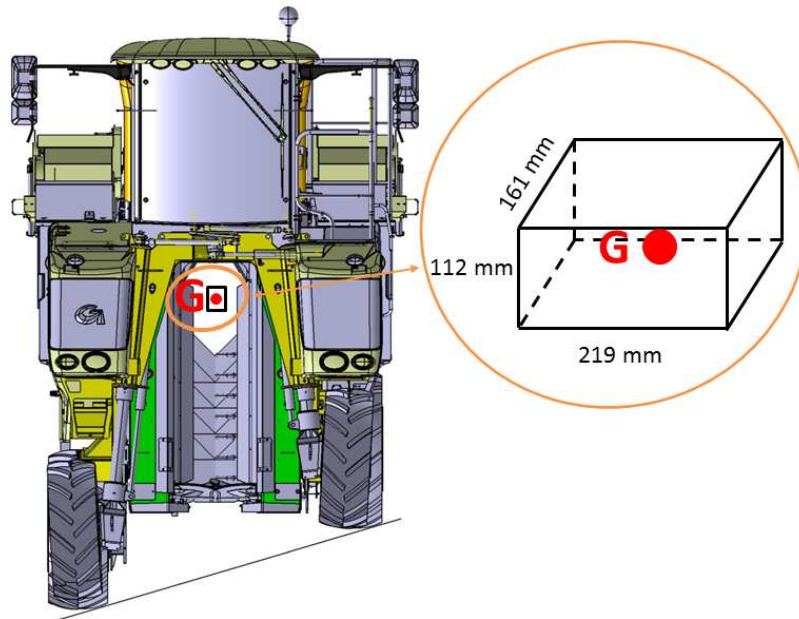


FIGURE 2.14 – Variation de la position du CDG par rapport au châssis.

La variation de la position du CDG dans le repère du châssis est contenue dans une boîte (Fig. 2.14) de taille :

- En \vec{x}_c (orienté vers l'avant du véhicule), dans l'intervalle : $[58.64 \ 219.64] \text{ mm}$
- En \vec{y}_c (latéral du véhicule), dans l'intervalle : $[1142 \ 1254] \text{ mm}$
- En \vec{z}_c (hauteur), dans l'intervalle : $[-1141 \ -922] \text{ mm}$

Soit : 16 cm suivant X , 22 cm suivant Y et 11 cm en Z . Du fait que la position du CDG varie relativement peu par rapport au châssis, on propose dans la suite de ce mémoire, de la considérer fixe et au centre de la boîte.

2.1.8 Configuration externe du véhicule

Le repère du véhicule R_I (Fig. 2.15) est défini comme un repère associé au point O_I (proche du CDG). Les angles de rotation propres du véhicule sont définis par rapport à ces axes [44, 45] :

- l'axe \vec{z}_I est celui du lacet (ou cap) α_z ,
- \vec{x}_I celui du roulis (ou dévers) α_x ,
- l'axe \vec{y}_I est celui du tangage (ou pente) α_y (voir la Fig. 2.16).

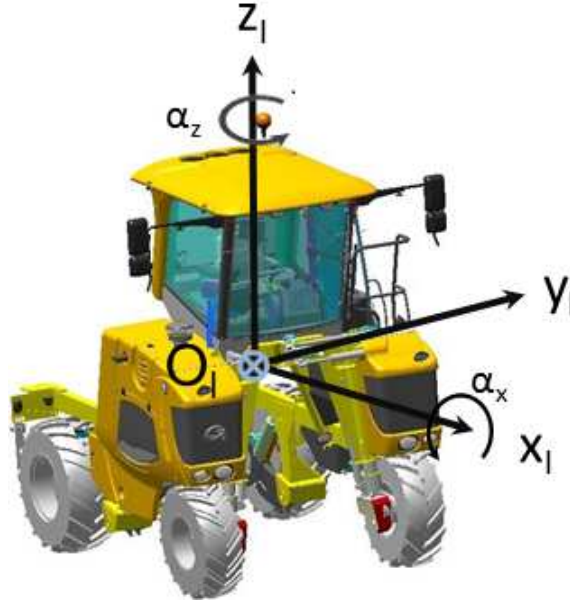


FIGURE 2.15 – Définition des angles d'attitude

Le repère du monde (R_0) étant le référentiel où le trajet à suivre est spécifié, la configuration du véhicule par rapport à ce repère est défini alors comme :

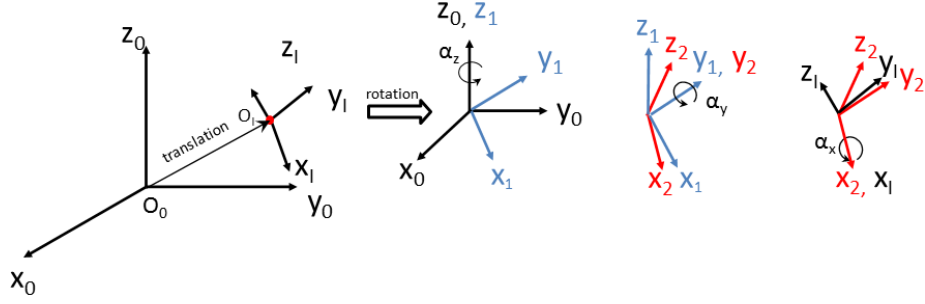
$$q_{\text{externe}} = [x, y, z, \alpha_x, \alpha_y, \alpha_z]^T \quad (2.8)$$

Cette configuration décrit en fait une transformation du repère du véhicule R_I par rapport au repère du monde R_0 . C'est une isométrie composée d'une translation et de trois rotations (Fig.2.16). La translation entre les deux repères s'écrit :

$$P_{I \leftarrow 0} = \begin{bmatrix} dx_I \\ dy_I \\ dz_I \end{bmatrix}_{B_0} = \overrightarrow{O_0 O_I} \quad (2.9)$$

Les rotations α_z (cap) autour de l'axe z_0 , rotation α_y (tangage) autour de l'axe y_1 et rotation α_x (roulis) autour de l'axe x_2 sont ainsi définies :

$${}_{\alpha_z \circ \vec{z}_0}^{[T_{0 \leftarrow 1}]} = A_1 = \begin{bmatrix} C\alpha_z & S\alpha_z & 0 \\ -S\alpha_z & C\alpha_z & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (2.10)$$

FIGURE 2.16 – Définition d'une transformation du repère R_I par rapport au R_0

$$\begin{matrix} [T_{1 \leftarrow 2}] \\ \alpha_y \odot \vec{y}_1 \end{matrix} = A_2 = \begin{bmatrix} C\alpha_y & 0 & -S\alpha_y \\ 0 & 1 & 0 \\ S\alpha_y & 0 & C\alpha_y \end{bmatrix} \quad (2.11)$$

$$\begin{matrix} [T_{2 \leftarrow I}] \\ \alpha_x \odot \vec{x}_I \end{matrix} = A_3 = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 1 \\ 0 & C\alpha_x & S\alpha_x \\ 0 & -S\alpha_x & C\alpha_x \end{bmatrix} \quad (2.12)$$

$$\begin{matrix} [T_{0 \leftarrow I}] \\ \alpha_z \odot \vec{z}_0 & \alpha_y \odot \vec{y}_1 & \alpha_x \odot \vec{x}_I \end{matrix} = \begin{matrix} [A_1] & [A_2] & [A_3] \end{matrix} \quad (2.13)$$

En conclusion de cette partie, la configuration du véhicule est composée des configurations externe q_{externe} (2.8) et interne q_{interne} (2.2) permettant de positionner toutes les parties du véhicule dans l'espace. Le lien avec le sol s'effectue par l'interface pneu/sol que nous proposons d'étudier dans la prochaine section.

2.2 Interaction pneumatique/sol

Fondamentalement, un véhicule à roues peut se déplacer dans son environnement grâce à des forces qui sont générées à l'interface entre les pneus et le sol. Ces efforts sont liés à des déformations des pneus lorsque le sol est une chaussée indéformable et aux déformations conjointes des pneus et du sol dans le cas des véhicules tout-terrain. On peut les représenter dans 3 directions définies dans le plan tangent (Fig.2.17) :

2.2.1 Forces d'interaction

1. les efforts normaux notés F_z , ils sont en particulier générés par la gravité. Ils s'accompagnent d'une déformation radiale (écrasement) du pneu,
2. les efforts longitudinaux F_x , ils s'accompagnent d'une déformation tangentielle du pneu qu'on caractérise par une variable de glissement.
3. les efforts transversaux F_y , ils s'accompagnent d'une déformation du pneu autour de son axe normal. Cette déformation est caractérisée par un angle de dérive.

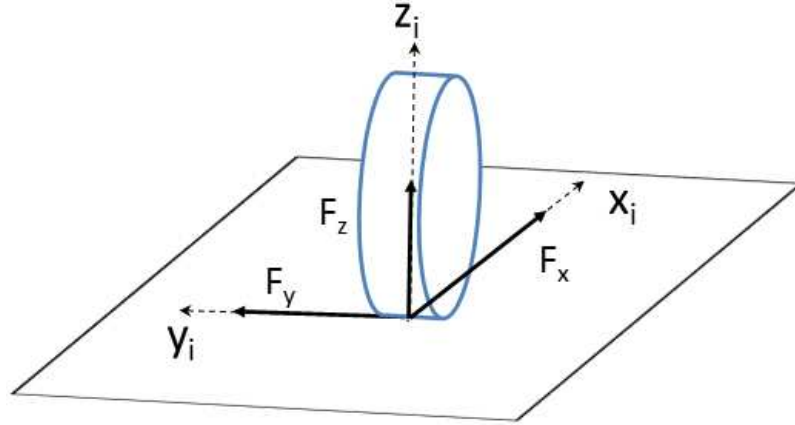


FIGURE 2.17 – Définition des forces de contact.

De nombreux travaux concernant la modélisation de l'interaction pneumatique/sol [46], [13], [47] établissent des relations entre les différentes déformations et les efforts exercés.

2.2.1.1 Forces latérales

La force latérale F_y est la force appliquée sur la surface d'interaction pneumatique/sol suivant la direction transversale (axe y). Elle existe en particulier quand le véhicule tourne sur une route plane et horizontale ou lorsque le véhicule se déplace sur une courbe de niveau d'un terrain en pente. Pour décrire la force latérale F_y , on utilise généralement, pour chaque roue i , l'angle de dérive α_i (2.14). Il est défini lorsqu'on connaît la vitesse du point de contact dans le plan tangent (Fig.2.18).

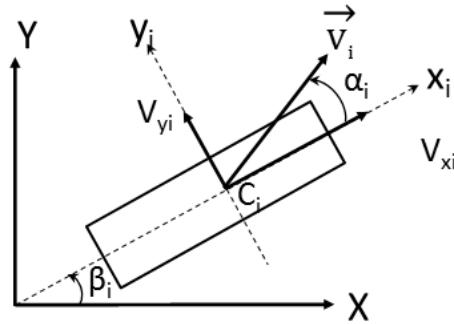


FIGURE 2.18 – Définition de l'angle dérive et l'angle de braquage.

$$\alpha_i = -\arctan\left(\frac{V_{yi}}{V_{xi}}\right) \quad (2.14)$$

où

- V_{xi} est la vitesse longitudinale du point de contact pneumatique/sol C_i de la roue i .
- V_{yi} est la vitesse transversale du point de contact pneumatique/sol C_i de la roue i .

Un modèle d'interaction pneu-sol établit une relation entre la déformation caractérisée par α et la force tangentielle F_y . Un premier modèle simple exprime que cette force est proportionnelle 1) à la force normale F_z et 2) à l'angle de dérive. On écrit cette relation en faisant apparaître un coefficient d'adhérence $C_y \cdot \mu$ (sans dimension) :

$$F_y = C_y \cdot \mu \cdot F_z \cdot \alpha \quad (2.15)$$

2.2.1.2 Force longitudinale

La force longitudinale F_x est appliquée sur la surface d'interaction pneumatique/sol suivant la direction longitudinale (axe x), qui est l'axe de déplacement privilégié du véhicule. Elle est liée au taux de glissement longitudinal qui caractérise la déformation du pneu selon cette direction. Dans ces formulations, V_{xi} note la vitesse longitudinale du centre de la

Phase	condition équivalent	taux de glissement longitudinal
Freinage	$V_{xi} > R\omega$	$\lambda_x = \frac{V_{xi} - R\omega}{V_{xi}}$
Accélération	$V_{xi} < R\omega$	$\lambda_x = \frac{R\omega - V_{xi}}{R\omega}$

TABLE 2.3 – Taux de glissement longitudinal

roue, ω la vitesse angulaire de la roue et R le rayon dynamique de la roue (Fig. 2.19). Ce rayon peut varier si la roue subit une force verticale qui provoque un écrasement du pneu. La description de ce phénomène est complexe à cause du grand nombre de facteurs qui le déterminent (par exemple, la nature du sol, la pression de gonflage, la température, la charge, etc.).

Un modèle simple consiste alors à établir une relation linéaire entre F_x , le coefficient d'adhérence $C_x \cdot \mu$, la force verticale F_z et le taux de glissement longitudinal λ_x :

$$F_x = C_x \cdot \mu \cdot F_z \cdot \lambda_x \quad (2.16)$$

2.2.1.3 Angles de carrossage et braquage

La conception mécanique des véhicules introduit des angles de carrossage et braquage qui modifient, au niveau de chaque roue, le plan tangent au contact et donc les variables d'interface. Ils sont définis comme suit :

- Angle de carrossage : angle entre le plan de la roue et la verticale passant par le centre de la roue (Fig. 2.20).
- Angle de braquage : angle de rotation de la roue autour de l'axe vertical (β_i dans la Fig. 2.18).

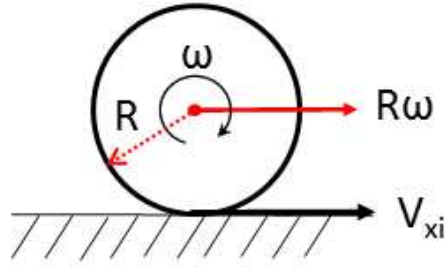


FIGURE 2.19 – Définition du taux de glissement longitudinal.

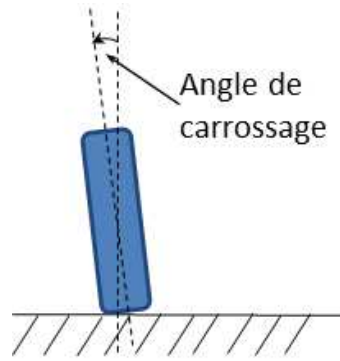


FIGURE 2.20 – Définition de l'angle de carrossage.

2.2.1.4 Modèle de Pacejka

Parmi le grand nombre des modèles destinés à modéliser le comportement pneumatique/chaussées [48], l'un des plus populaires est celui de Pacejka dans sa formulation de 1987 [49], connu sous le nom de "formule magique". Il est utilisé par les fabricants de pneumatiques et les constructeurs automobiles. Ce modèle empirique permet de décrire les efforts longitudinaux et transversaux de l'interaction pneumatique/sol en faisant varier les paramètres caractérisant les conditions de contact.

Dans ce modèle, les forces tangentielles s'expriment par la formule (2.17) dont les paramètres sont obtenus à partir d'un grand nombre de mesures expérimentales par des techniques d'identification :

$$y(x) = D \sin(C \arctan(Bx - E(Bx - \arctan(Bx)))). \quad (2.17)$$

Cette formule nous donne alors une courbe similaire à la Fig. 2.21. Cela permet de décrire le comportement du pneu selon les conditions de contact de l'expérience réalisée pour l'identification des paramètres.

2.2.1.5 Modèle pour des terrains meubles

Les recherches concernant l'interaction pneumatique/sol peuvent être classées en 2 groupes. Le premier fait l'hypothèse que le sol est indéformable et on ne considère alors

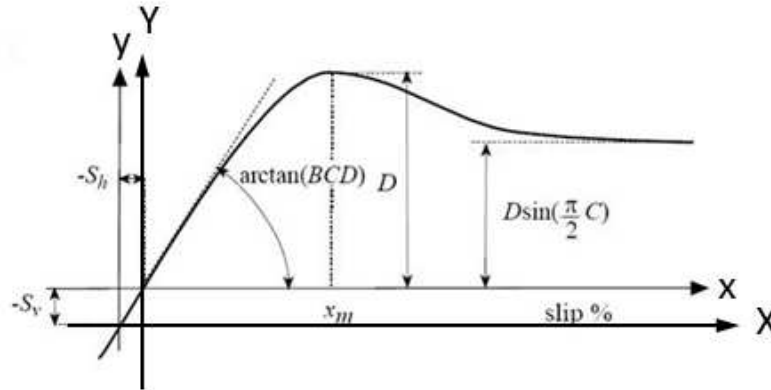


FIGURE 2.21 – Coefficient pour le modèle de Pacejka. La variable y est la force d'adhérence et x est le taux de glissement.

que la déformation du pneu (c'est par exemple le cas du modèle de Pacejka). Le second prend en compte les déformations du sol.

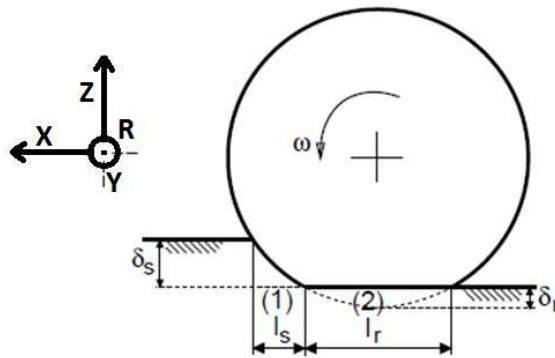


FIGURE 2.22 – L'interaction pneumatique/terrain.[50]

La Fig. 2.22 illustre la situation correspondante de l'interaction entre le pneu et le terrain en prenant en compte les déformations du pneu et du terrain. Ce modèle considère 2 zones soumises aux conditions différentes. Dans la zone (1), on considère que le pneu est rigide et indéformable et que le terrain subit des déformations verticale et tangentielle. A l'inverse, le terrain de la zone (2) est supposé indéformable, c'est-à-dire que les efforts de contact proviennent de la déformation du pneu. Ces deux zones sont supposés indépendantes. Dans la zone (1), les déformations du terrain sont plastiques [51]. La déformation verticale δ_s peut être exprimée par la formule (2.18) dans laquelle

- F_z note la force verticale,
- R représente le rayon du pneu et
- k_c , k_ϕ et n sont des constantes de compression pour le terrain

$$\delta_s = \left[\frac{3F_z}{\omega(3-n)(k_c/w + k_\phi)} \right]^{\frac{2}{2n+1}}. \quad (2.18)$$

Dans la zone (2), les déformations du pneu sont supposées élastiques et hétérogènes (modélisés par 3 raideurs k_x , k_y et k_z suivant 3 directions). La déformation verticale δ_r peut être calculée comme :

$$\delta_r = \frac{F_z}{k_z} \quad (2.19)$$

En négligeant les termes en δ_s^2 et δ_r^2 , la longueur de la zone (1) (l_s) est estimée comme :

$$l_s = \sqrt{2R(\delta_s + \delta_r)} - \sqrt{2R\delta_r} \quad (2.20)$$

et la longueur pour la zone (2) :

$$l_r = \sqrt{8R\delta_r}. \quad (2.21)$$

La force tangentielle totale du pneu est la somme des forces tangentielles de ces deux zones. La force longitudinale (F_x) est de la forme [52] :

$$F_x = F_x^{(1)} + F_x^{(2)} \quad (2.22)$$

et la force latérale :

$$F_y = F_y^{(1)} + F_y^{(2)}. \quad (2.23)$$

Les composantes de ces forces sont ainsi calculées pour les deux zones séparément et sous différentes conditions. Pour la zone (1), si $\sqrt{\lambda_x^2 + \lambda_y^2} \leq K/l_s$, on a alors :

$$\begin{aligned} F_x^{(1)} &= \frac{l_s}{2K}(Ac + F_z \tan(\phi))\lambda_x \\ F_y^{(1)} &= \frac{l_s}{2K}(Ac + F_z \tan(\phi))\lambda_y \end{aligned} \quad (2.24)$$

Ainsi pour la situation $\sqrt{\lambda_x^2 + \lambda_y^2} \geq K/l_s$, on a les formules (2.25) dans lesquelles

- λ_x est le taux de glissement longitudinal,
- λ_y est le taux de glissement transversal,
- K est le module de cisaillement,
- c est la constante de cohésion,
- ϕ est l'angle de frottement interne,
- A est la surface de la zone,
- $l_p = K/\sqrt{\lambda_x^2 + \lambda_y^2}$.

$$\begin{cases} F_x^{(1)} &= (Ac + F_z \tan(\phi))(1 - (l_p/l_s) + \lambda_x l_p^2/(2Kl_s)) \\ F_y^{(1)} &= (Ac + F_z \tan(\phi))(1 - (l_p/l_s) + \lambda_y l_p^2/(2Kl_s)) \end{cases} \quad (2.25)$$

Pour la zone (2), les calculs sont faits de façon similaire. On introduit d'abord deux paramètres de seuil pour les taux de glissement longitudinal et latéral (λ_{xc} et λ_{yc}).

- Si $\lambda_x < \lambda_{xc}$ et $\lambda_y < \lambda_{yc}$, les forces tangentielles sont calculées comme :

$$\begin{cases} F_x^{(2)} &= C_x \lambda_x l_n^2 + \mu_x F_z (1 - 3l_n^2 + 2l_n^3), \\ F_y^{(2)} &= C_y \lambda_y l_n^2 + \mu_y F_z (1 - 3l_n^2 + 2l_n^3). \end{cases} \quad (2.26)$$

– Par contre, si $\lambda_x \geq \lambda_{xc}$ et $\lambda_y \geq \lambda_{yc}$:

$$\begin{cases} F_x^{(2)} &= \mu_x F_z, \\ F_y^{(2)} &= \mu_y F_z, \end{cases} \quad (2.27)$$

avec :

$$\begin{aligned} - C_x &= k_x \omega l_r^2 / 2 \\ - C_y &= k_y \omega l_r^2 / 2 \\ - l_n &= 1 - \frac{1}{3\mu F_z} \sqrt{(C_x \lambda_x)^2 + (C_y \lambda_y)^2} \end{aligned}$$

Ce modèle permet de modéliser l'interaction pneumatique/sol en prenant en compte les déformations du sol et du pneu avec un travail sérieux de calibrage du grand nombre de paramètres de ce modèle.

2.2.2 Détermination des points de contact

Rappelons qu'en utilisant la configuration du véhicule (section. 2.1.5), il est possible de calculer les positions des centres des roues. Il reste à caractériser le dernier lien entre l'essieu de la roue et le sol.

Dans cette partie, on propose de calculer les points de contact pneu/sol dans le référentiel lié au sol ou celui lié à la cabine. Comme le véhicule est de type tout-terrain et porté par quatre roues, nous ferons l'hypothèse que les quatre roues du véhicule touchent le terrain mais que les 4 points de contacts ne sont pas nécessairement coplanaires. On propose de construire ce modèle en commençant par faire l'hypothèse irréaliste d'une roue indéformable puis en introduisant des effets de la déformation des pneus sous l'effet des forces appliquées et particulièrement de la gravité. Les positions des points de contact sont estimées en utilisant la position des centres des roues obtenue par la géométrie du véhicule (section. 2.1.5). Compte tenu des nombreuses sources d'incertitude, on caractérisera l'imprécision de cette estimation en faisant appel à l'analyse par intervalles. Pour chaque roue, on définit une boîte englobante ou un sous-pavage englobant le point de contact.

Hypothèse initiale : les roues sont indéformables. Considérons une roue indéformable sur un terrain en pente, les points de contact roue/sol se situent sur la surface d'une sphère centrée sur le centre de la roue C_R et dont le rayon R est celui de la roue. Soit $\vec{n}_{\mathbb{P}}$ la normale du terrain, le point de contact roue/sol (C) est à l'intersection de la sphère avec la ligne droite d passant par le centre de la roue C_R et alignée avec $\vec{n}_{\mathbb{P}}$ (Fig. 2.23).

Pour les véhicules routiers qui roulent sur des surfaces planes et indéformables, cette approche permet un calcul facile d'une approximation des points de contact aux quatre roues. Considérons un véhicule articulé avec une configuration modifiable dans un environnement hors route, les 4 points de contact des 4 roues ne sont pas toujours sur un même plan. Pour calculer la zone possible des points de contact, on suppose toujours que les points de contact roue/sol se situent dans une sphère. Dans la suite, on propose d'utiliser le calcul des positions des centres des roues explicité dans la section. 2.1.5 pour calculer les normales du terrain. Sachant qu'il y a 4 points, il est possible d'avoir 4 plans comme illustré sur la Fig. 2.24. Ces 4 normales définissent un cône. La normale au terrain est alors

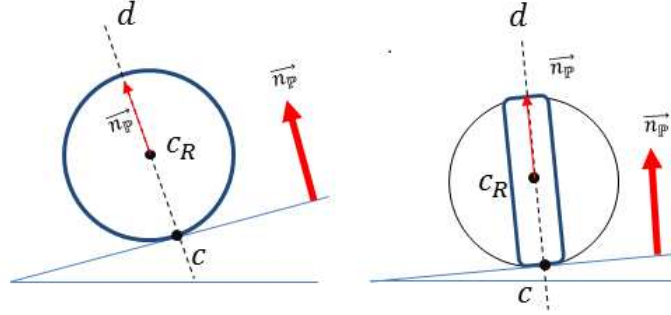


FIGURE 2.23 – Point de contact en considérant un modèle de roue indéformable

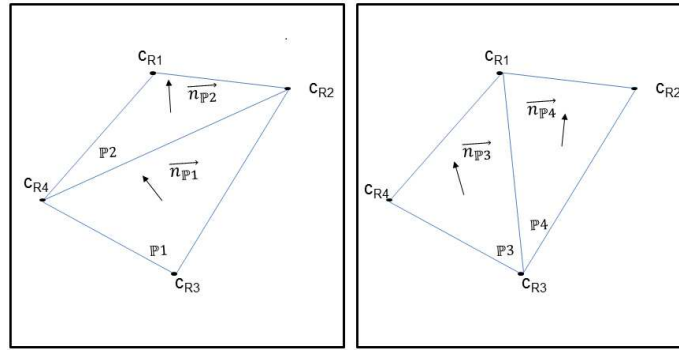


FIGURE 2.24 – Les 4 plans possibles avec 4 points

dans l'intérieur de ce cône. Soit C_A le sommet de ce cône et C_j un point à la base du cône. L'ensemble des points C_j possibles est défini par

$$\begin{aligned} \overrightarrow{C_A C_j} &= \sum_{i=1}^4 \lambda_i \cdot \vec{n}_{P_i} \\ \text{avec} \quad &\forall i = 1 \dots 4, \lambda_i \geq 0 \\ \text{et} \quad &\sum_{i=1}^4 \lambda_i = 1 \end{aligned} \quad (2.28)$$

Pour calculer les points de contact entre une roue et le sol, on place le sommet du cône au centre de la roue ($C_A = C_R$) afin de déterminer une zone de possibilité des points de contact (Fig. 2.25). Définissons une ligne d_j avec $d_j = C_A C_j, j = 1, 2, 3 \dots \infty$ (j dépend du nombre de points considérés sur le plan). L'ensemble des points de contact possible est alors défini par l'intersection de la sphère et du cône comme illustré sur la Fig. 2.26.

Hypothèse de roue déformable Considérons la déformation du pneu sous l'influence de la gravité. Il faut d'abord simplement considérer la déformation du pneu et le possible enfoncement des sculptures du pneu dans le terrain qui amène à rechercher les points de contact non plus seulement sur une sphère mais dans une coque (ou si on préfère, une

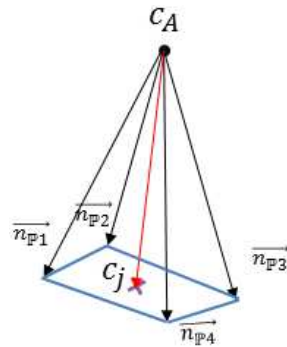


FIGURE 2.25 – La normale du terrain et toutes les normales possibles à l'intérieur du cône

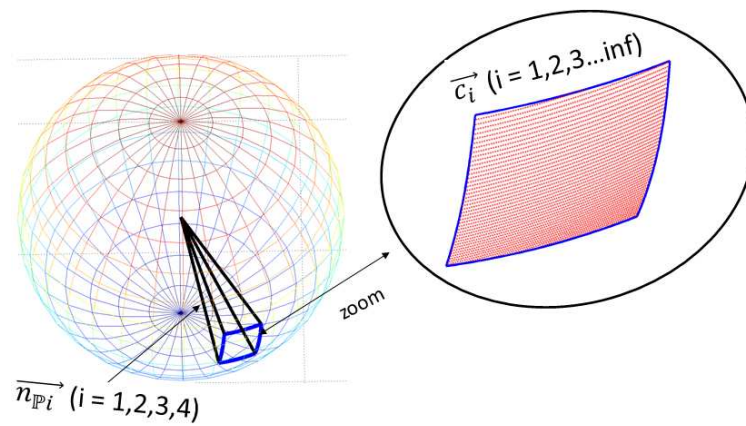
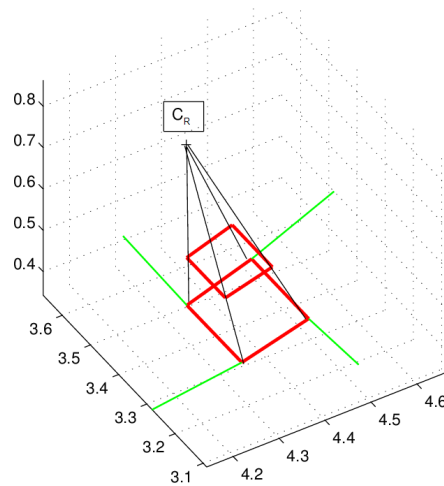


FIGURE 2.26 – Partie d'intersection de la sphère avec le cône

FIGURE 2.27 – Sommet de l'intersection du cône des normales et d'une coque de centre C_A comprise entre les rayons 0.506 m et 0.356 m. Les normales extérieures au cône sont représentées en vert.

écorce). Ceci peut être représenté par le volume compris entre les deux sphères de centre C_R et de rayons R et $(R - \delta R)$. La zone de points de contacts possibles est donc l'intersection du cône (2.28) avec cette coque. Un exemple de représentation des sommets de ce domaine est donné Fig. 2.27.

Il y a une autre influence de la gravité : c'est celle qui va tendre à déformer le pneu dans le sens de la pente. On propose de prendre en compte ce phénomène de la façon suivante :

- Dans le cas d'un véhicule sur une route plane et indéformable, définissons une autre ligne d_2 suivant la direction de la gravité \vec{g} passant par le centre de la roue C_R avec le point d'intersection C_2 .
 - Dans le cas d'un véhicule sur un terrain qui n'est pas plan, on a vu qu'on pouvait considérer que la normale au sol appartenait à un cône (2.28). Dans le cas d'un véhicule sur une pente, on distingue 2 situations relatives à la gravité par rapport au cône obtenu (par les 4 normales). Soit la droite (C_R, \vec{g}) est située dans le cône comme représenté dans la Fig. 2.29, soit elle est en dehors du cône comme sur la Fig. 2.30.
1. Dans le premier cas, la zone des contacts possibles est définie par le cône. L'incertitude du positionnement est définie par l'intersection de la sphère et du cône (Fig. 2.29).
 2. Dans le second cas, la zone des contacts possibles doit être étendue car la déformation du pneu due à la gravité entraîne les points de contacts à se rapprocher de l'intersection du vecteur (C_R, \vec{g}) avec la coque sphère.

Dans tous les cas, on propose de définir la zone des contacts possibles comme l'intersection de la coque avec le cône convexe de sommet C_A ($C_A = C_R$) défini par 1) les 4 normales et 2) la gravité comme illustré dans les Fig. 2.29 et 2.30. Cette définition étant de nature ensembliste, on est amené à utiliser des outils de calcul ensembliste. On propose d'utiliser l'analyse par intervalle [9] pour calculer cet ensemble.

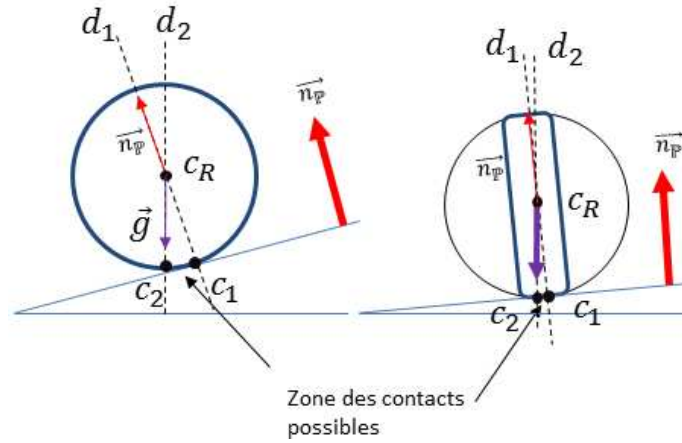


FIGURE 2.28 – Point de contact en considérant un modèle de roue déformable

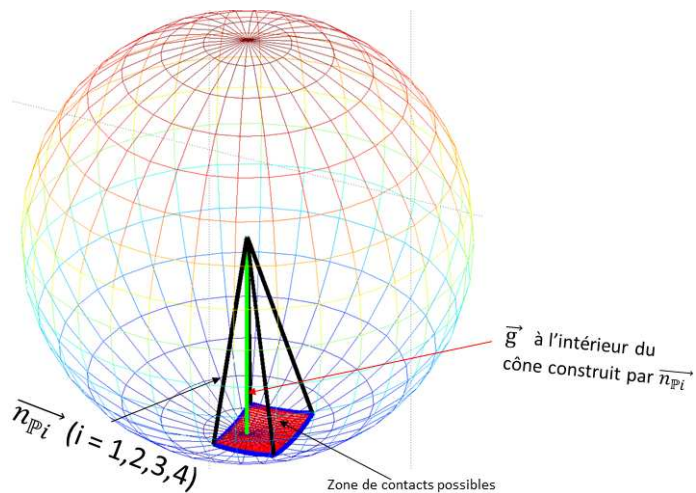


FIGURE 2.29 – Zone de contacts possibles (le vecteur de la gravité est à l'intérieur du cône construit par les 4 normales des plans)

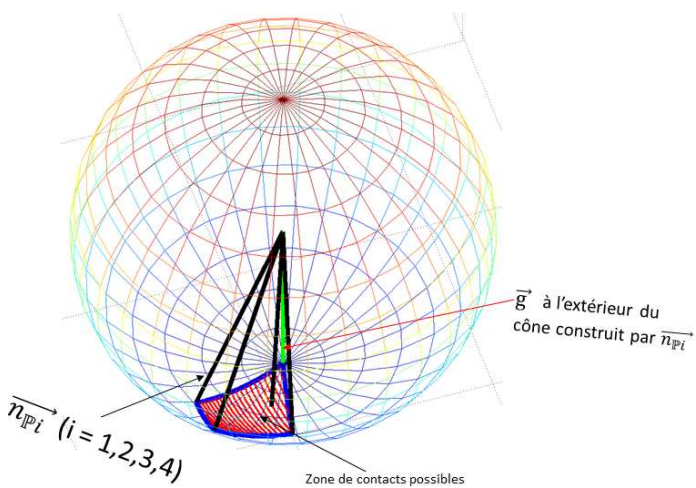


FIGURE 2.30 – Zone de contacts possibles (le vecteur de la gravité est à l'extérieur du cône construit par les 4 normales des plans)

2.2.3 Représentation d'ensembles par des boîtes et sous-pavages

L'analyse des erreurs de calcul consécutives à la représentation d'un nombre réel par un mot binaire constitué d'un ensemble fini de bits constitue la genèse de l'analyse par intervalles [53]. Cette théorie a ensuite été utilisée pour résoudre des problèmes d'estimation dans des contextes où les imprécisions sont définies par des bruits bornés [9].

On rappellera brièvement les notions utilisées dans ce travail. Un développement plus conséquent à l'attention des personnes qui ne sont pas familières de l'analyse par intervalles est développé dans l'annexe B.

Un **intervalle vectoriel** $[x]$ de \mathbb{R}^n est le produit cartésien de n intervalles réels (2.29). De façon équivalente mais abrégée, on peut le désigner par les mots "pavé" ou "boîte". Par exemple, la Fig. 2.31 montre un exemple d'intervalle (ou de boîte (ou de pavé)) dans l'espace à 2 dimensions.

$$[x] = [x_1] \times [x_2] \times \dots \times [x_n], \text{ avec } [x_i] = [\underline{x}_i, \overline{x}_i] \text{ pour } i = 1 \dots n \quad (2.29)$$

Dans l'équation (2.29), l'intervalle $[x_i]$ est la projection de $[x]$ selon le $i^{\text{ème}}$ axe. On peut caractériser un intervalle par ses bornes définies par :

$$\begin{aligned} \underline{x} &= (\underline{x}_1 \dots \underline{x}_n)^T, \\ \overline{x} &= (\overline{x}_1 \dots \overline{x}_n)^T. \end{aligned} \quad (2.30)$$

La **longueur d'un pavé** est définie comme la longueur de son côté le plus long :

$$w([x]) = \max_{1 \leq i \leq n} w([x_i]) \quad (2.31)$$

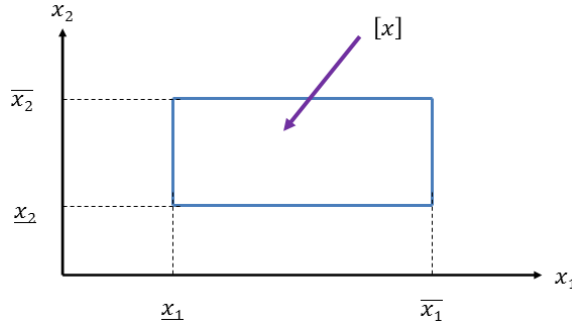


FIGURE 2.31 – Intervalle $[x]$ dans \mathbb{R}^2

2.2.3.1 Encadrement d'un ensemble, sous pavages

Considérons un ensemble \mathcal{F} de \mathbb{R}^2 défini par une inégalité (vectorielle)

$$\mathcal{F} = \{x \in \mathbb{R}^2, f(x) < 0\}.$$

On se propose d'encadrer cet ensemble entre un ensemble *intérieur* \mathcal{F}_{int} dont tous les points satisfont l'inégalité $f(x) < 0$ et un ensemble *extérieur* \mathcal{F}_{ext} dont aucun point ne satisfait

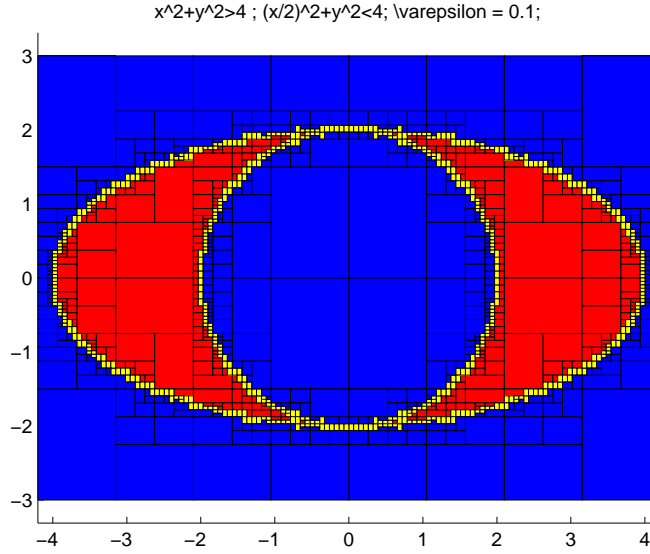


FIGURE 2.32 – Encadrement du domaine $\mathcal{D} = ((x, y); x^2 + y^2 \in [4, +\infty]; (x/2)^2 + y^2 \in [0, 4];)$ par des unions d’intervalles (ou pavés) : les pavés rouges sont inclus dans le domaine \mathcal{D} , les pavés bleus sont à l’extérieur de \mathcal{D} et les pavés jaunes qui peuvent contenir une partie du domaine sont notés indéterminés.

l’inégalité $f(x) < 0$. Pour bénéficier des méthodes de calcul par intervalles, on a proposé de définir \mathcal{F}_{int} et \mathcal{F}_{ext} comme des unions de pavés (Fig. 2.32).

Un sous-pavage d’une boîte $[X_0] \in \mathbb{R}^n$ est une union de boîtes de largeurs non nulles et qui ne se chevauchent pas au sens où deux boîtes d’un même sous-pavage ne peuvent avoir une intersection non vide que si elles ont une frontière en commun, leurs intérieurs étant disjoints. Un sous-pavage d’une boîte $[X_0] \in \mathbb{R}^n$ qui recouvre $[X_0]$ est appelé un pavage. On propose d’encadrer l’ensemble \mathcal{F} tel que celui de la Fig (2.32) entre deux sous pavages satisfaisant la relation suivante :

$$[F_{\text{int}}]_{[X_0]} \subset \mathcal{F} \subset [X] = [F_{\text{int}}]_{[X_0]} \cup [F_{\text{ind}}]_{[X_0]}$$

Ici, $[F_{\text{ind}}]_{[X_0]}$ représente le sous-pavage frontière (position *indéterminée*) qui permet de définir la précision de l’encadrement. Lorsque chacune des boîtes d’un sous-pavage d’une boîte $[x]$ peut être obtenue par bisections (division en deux boîtes selon un plan médian) et sélections successives à partir de $[x]$, on parle de sous-pavage régulier. Les sous-pavages réguliers présentent l’avantage de pouvoir être représentés par des arbres binaires, ce qui limite leur occupation mémoire et permet d’implémenter facilement les opérations telles que l’union, l’intersection ou l’inclusion [9].

Des exemples de sous-pavages réguliers sont montrés (Fig. 2.33). L’algorithme SIVIA (Set Inversion via Interval Analysis) permet de calculer un encadrement de \mathcal{F} entre deux sous-pavages réguliers, l’un intérieur $[F_{\text{int}}]_{[X_0]}$ et l’autre extérieur $[F_{\text{ext}}]_{[X_0]}$.

$$[F_{\text{int}}]_{[X_0]} \in \mathcal{F} \in [F_{\text{ext}}]_{[X_0]}$$

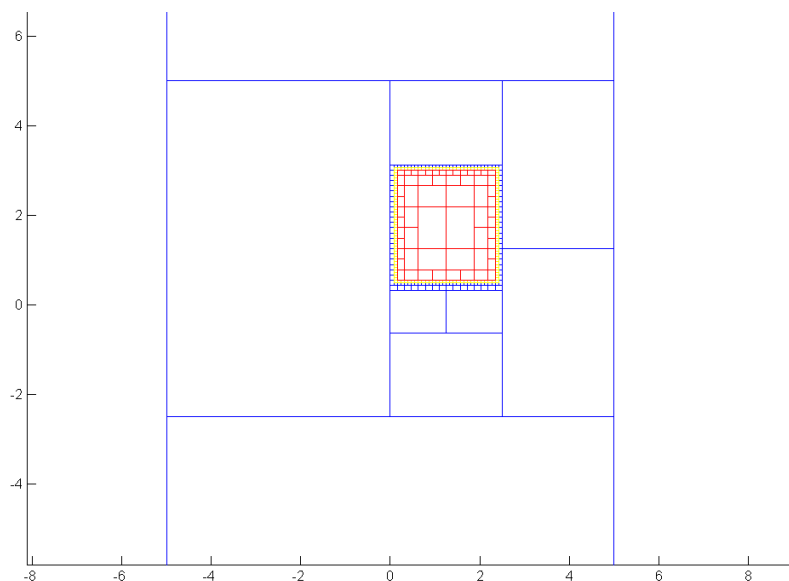


FIGURE 2.33 – Exemple de représentation de l'intervalle $[0.1, 2.4] \times [0.5, 3.03]$ par un sous pavages régulier de $[X_0] = [-5, 5] \times [-10, 20]$ avec une précision $\varepsilon = 0.1$. Cette figure montre la différence entre un sous pavage régulier et une union de boîtes non recouvrant. Les pavés intérieurs sont rouges, les extérieurs sont bleus et les indéterminés sont jaunes.

2.2.3.2 SIVIA

L'algorithme SIVIA calcule un encadrement de l'ensemble \mathcal{Y} (2.32) défini par une inégalité vectorielle :

$$\mathcal{Y} = \{x \in \mathbb{R}^n, f(x) < 0\} \quad (2.32)$$

L'algorithme ne traitant que des pavés, une fonction d'inclusion $[f]$ convergente de f est également requise. On fixe une précision de calcul ε qui est en effet la largeur minimale de la boîte $[x]$.

Les arguments de l'algorithme sont :

1. Une boîte initiale $[X_0]$ dans laquelle on garantit que l'ensemble solution \mathcal{Y} (2.32) est inclus. Cette boîte peut éventuellement être choisie très grande si on n'a pas de connaissance a priori sur la solution.
2. Une fonction d'inclusion $[f]$ convergente de f .
3. La précision ε avec laquelle on cherche la solution.

Ses sorties sont les sous-pavages intérieur $[F_{int}]_{[X_0]}$, extérieur $[F_{ext}]_{[X_0]}$ et indéterminé $[F_{ind}]_{[X_0]}$. Le principe de SIVIA consiste à tester des pavés $[P]$ de façon récursive en commençant par $[X_0]$. SIVIA gère une pile \mathcal{L} initialisée à $[X_0]$, et contenant l'ensemble des pavés à examiner. Ces tests concernent le positionnement du pavé $[f]([P])$ par rapport à $[Y]$. On distingue plusieurs cas illustrés sur la Fig. (2.34).

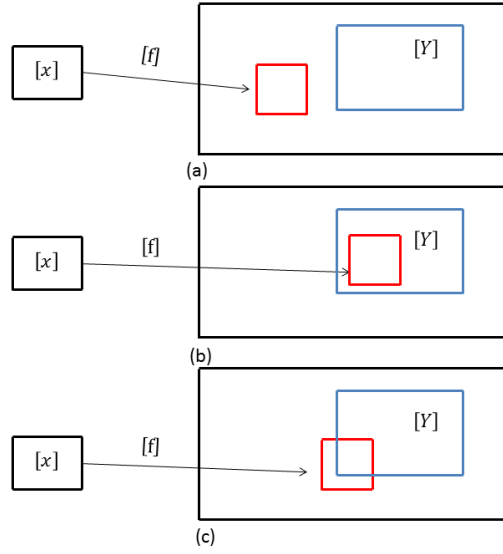


FIGURE 2.34 – Test d'inclusion pour l'inversion ensembliste SIVIA

1. La Fig. (2.34)(a) montre la boîte $[f]([x])$ disjointe de $[Y]$. On en déduit que $f([x]) \cap [Y] = \emptyset$, et donc que le pavé $[x]$ testé n'est sûrement pas dans l'ensemble solution. On le place dans $[F_{ext}]_{[X_0]}$.
2. Par contre, si la boîte $[f]([x])$ est incluse dans $[Y]$, on est sûr que $f([x]) \in [Y]$ (Fig. 2.34(b)), la boîte $[x]$ est ajoutée dans le sous-pavage $[F_{int}]_{[X_0]}$.
3. Dans les autres cas (Fig. 2.34(c)), on dit alors que la boîte $[x]$ est indéterminée.

Si la largeur de la boîte $[x]$ est supérieure à ε^3 , on coupe la boîte $[x]$ en deux par son plus long coté de plus petit indice (Fig.2.35) et on recommence les tests précédents.

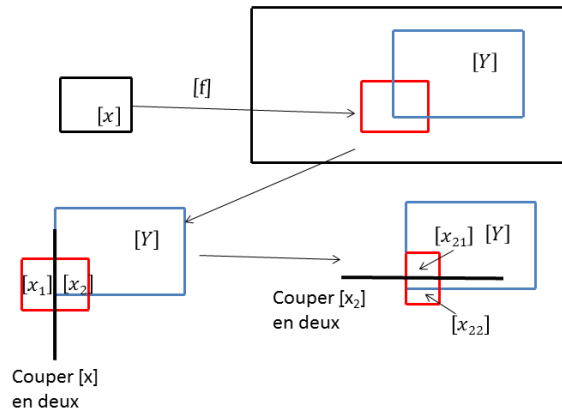


FIGURE 2.35 – Algorithme SIVIA

-
3. ($width([x]) > \varepsilon$)

Dans le cas contraire⁴, on place la boîte dans la liste $[F_{ind}]_{[X_0]}$ des éléments indéterminés.

4. Lorsque la liste \mathcal{L} est vide, on arrête.

Pour illustrer le fonctionnement de l'algorithme, considérons le problème le calcul du domaine \mathcal{F} défini comme l'intersection d'un disque et d'un demi-plan (2.33).

$$\mathcal{D} = \begin{cases} R^2 & \geq (x - x_C)^2 + (y - y_C)^2 \\ y & \leq y_A + (x - x_A) \left(\frac{y_B - y_A}{x_B - x_A} \right) \end{cases} \quad (2.33)$$

La solution est développée dans l'annexe et la solution obtenue pour $\varepsilon = 0.1$. La solution obtenue en utilisant SIVIA est illustrée sur la Fig. 2.36.

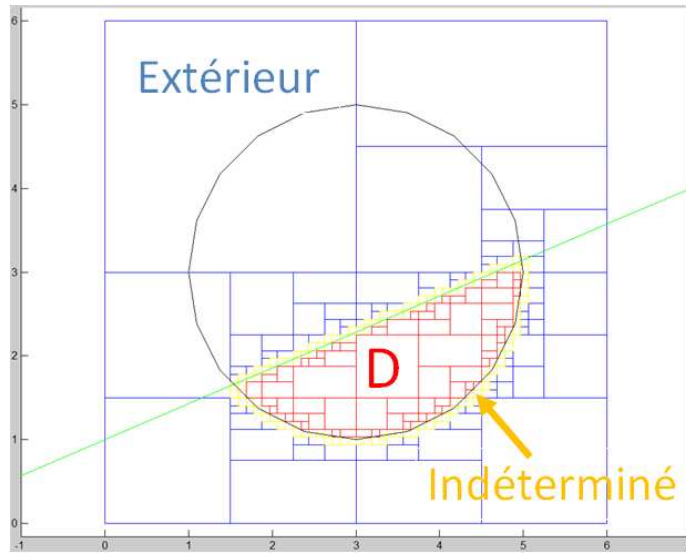


FIGURE 2.36 – Calcul du domaine $\mathcal{D}(2.33)$ en utilisant SIVIA. Les boîtes bleues sont à l'extérieur du domaine, les rouges sont celles de l'intérieur et les jaunes sont indéterminées.

2.2.3.3 VSIVIA

Luc Jaulin [9], qui est l'un des pionniers et des zéloteurs des méthodes utilisant l'analyse par intervalles, fait la promotion d'environnements logiciels construits en programmation orientée objet utilisant le langage C++. L'efficacité de la programmation de SIVIA est un aspect de sa facilité d'utilisation. Par contre, la programmation en MATLAB de SIVIA tel qu'il a été décrit dans la section (2.2.3.2) donne une exécution très lente du fait du caractère interprété (et non pas compilé) de l'exécution des scripts (et non pas des programmes) écrit en MATLAB. Compte tenu de la popularité de l'utilisation du langage MATLAB dans de nombreuses applications et en particulier dans les travaux de cette thèse, cette barrière de langage de programmation était un frein de l'utilisation des méthodes utilisant l'analyse par intervalles.

4. ($\text{width}([x]) \leq \varepsilon$)

Fort heureusement, Pau Herrero-Vinas, chercheur en informatique s'est intéressé à la programmation efficace en MATLAB des méthodes utilisant l'analyse par intervalles et en particulier SIVIA. Dans la référence [10], il décrit une implémentation tirant profit de l'efficacité de MATLAB à faire des calculs vectoriels. Cette implémentation définit un package appelé VSIVIA⁵ téléchargeable suite à l'aimable mise à disposition de ses auteurs. Les temps d'exécution de cette application ont été comparés avec ceux des programmes en C++ et ils sont du même ordre. Nous avons pu constater, quant à nous, que la vitesse d'exécution est mille fois plus rapide que celle d'une programmation naïve en matlab. Les détails de cette implémentation se trouvent dans le mémoire de Master de Benoît Delaunay [54].

A titre d'exemples, la Fig. 2.37 présente la solution du problème 2D défini par l'expression (2.34) et la Fig. 2.38 présente la solution du problème 3D défini par l'expression (2.35).

$$\mathcal{D}_2 = \begin{cases} x^2 + y^2 & \in [0, 4]; \\ x + y & \in [-10, 1]; \\ y - x & \in [-10, 1]. \end{cases} \quad (2.34)$$

$$\mathcal{D}_2 = \begin{cases} x^2 + y^2 + z^2 & \in [14]; \\ x & > 0; \\ y & > 0; \\ z & > 0; \end{cases} \quad (2.35)$$

2.2.3.4 Solution pour la zone de contact possible en utilisant SIVIA

Dans la section. 2.2.2, on a défini une zone de contact possible entre pneu et sol comme l'intersection d'un cône défini par 4 normales $(\vec{n}_1, \vec{n}_2, \vec{n}_3, \vec{n}_4)$ et la gravité \vec{g} avec une coque sphérique (2.36) (Fig. 2.26, Fig. 2.29 et Fig. 2.30). Pour caractériser analytiquement cet ensemble, on rangera d'abord les vecteurs $\{\vec{n}_i; i = 1 \dots 4\}$ dans un ordre tel qu'un observateur regardant vers le haut voit tourner leurs extrémités dans le sens positif, ce qui se traduit par le système d'inégalités (2.37).

$$\begin{cases} M &= [x, y, z]^T \\ C_R &= [C_x, C_y, C_z]^T : \text{centre de la roue} \\ \|\vec{C_R M}\| &\in [(R - \delta R), R] \end{cases} \quad (2.36)$$

$$\begin{cases} \langle \vec{g}, (\vec{n}_1 \wedge \vec{n}_2) \rangle < 0 \\ \langle \vec{g}, (\vec{n}_2 \wedge \vec{n}_3) \rangle < 0 \\ \langle \vec{g}, (\vec{n}_3 \wedge \vec{n}_4) \rangle < 0 \\ \langle \vec{g}, (\vec{n}_4 \wedge \vec{n}_1) \rangle < 0. \end{cases} \quad (2.37)$$

5. VSIVIA : Vectorial SIVIA

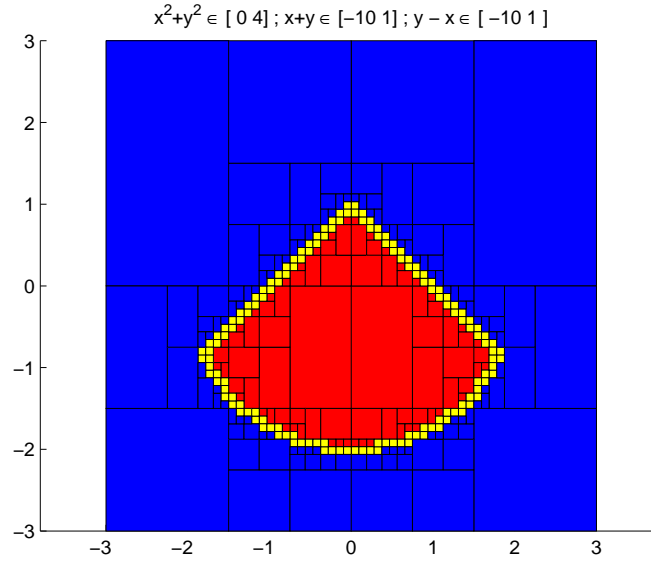


FIGURE 2.37 – Ensemble solution du problème (2.34) recherchée à l'intérieur du domaine $X_0 = [-2, +2] \times [-2, +2]$ avec une précision $\varepsilon = 0.1$. Les pavés rouges sont intérieurs, les bleus sont extérieurs et les jaunes indéterminés

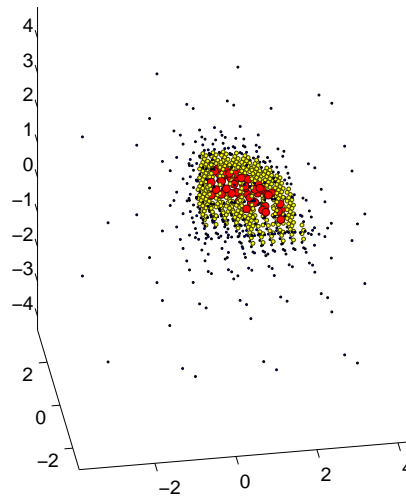


FIGURE 2.38 – Ensemble solution du problème (2.35) recherchée à l'intérieur du domaine $X_0 = [-4, +4] \times [-4, +4] \times [-4, +4]$ avec une précision $\varepsilon = 0.005$. Il s'agit de la partie d'une boule creuse située dans l'angle solide ($x > 0, y > 0, z > 0$). Pour des raisons de lisibilité, on représente seulement les centres des pavés intérieurs (en rouge) et indéterminés (en jaune) par des petites boules et les centres des pavés extérieurs par des points noirs.

L'ensemble des contacts possibles entre le pneu et sol s'exprime alors par l'ensemble d'in-égalités (2.38) propre à être traité en utilisant VSIVIA.

$$\left\{ \begin{array}{l} M = [x, y, z]^T \\ C_R = [C_x, C_y, C_z]^T : \text{centre de la roue} \\ \langle \overrightarrow{C_R M}, (\vec{n}_1 \wedge \vec{n}_2) \rangle < 0 \\ \langle \overrightarrow{C_R M}, (\vec{n}_2 \wedge \vec{n}_3) \rangle < 0 \\ \langle \overrightarrow{C_R M}, (\vec{n}_3 \wedge \vec{n}_4) \rangle < 0 \\ \langle \overrightarrow{C_R M}, (\vec{n}_1 \wedge \vec{n}_2) \rangle < 0 \\ \langle \overrightarrow{C_R M}, (\vec{g} \wedge \vec{n}_1) \rangle < 0 \\ \|\overrightarrow{C_R M}\| \in [(R - \delta R), R] \end{array} \right. \quad (2.38)$$

Le résultat du calcul à partir des données de la vendangeuse est représenté Fig. 2.39. Il s'agit de la continuation de l'exemple entamé sur la Fig.2.27. Le calcul a duré 0.370938 secondes. Il y a eu 16 itérations de SIVIA qui a examiné 645 boîtes.

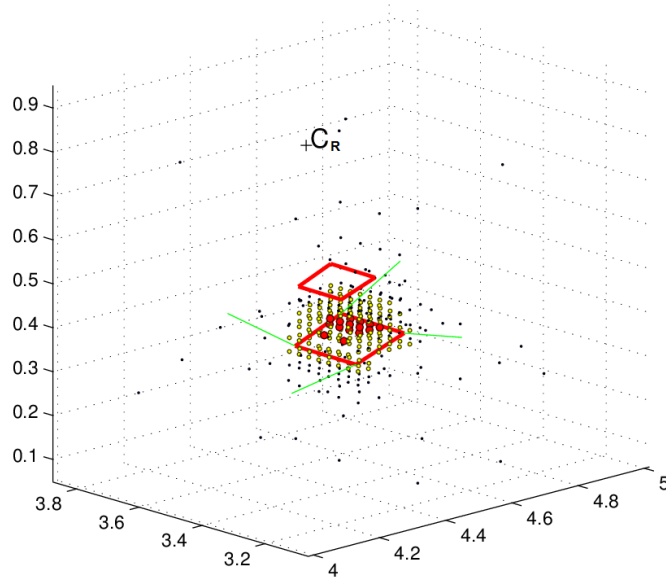


FIGURE 2.39 – Calcul exact par VSIVIA de l'intersection d'une coque de centre C_R comprise entre les rayons 0.506 m et 0.356 m avec une précision $\varepsilon = 0.005$. Les normales extérieures au cône sont représentées en vert. Les centres des pavés intérieurs (resp. indéterminés) sont des boules rouges (resp. jaunes).

De même, une comparaison des domaines représentés par la Fig. 2.29 et calculés par VSIVIA est représentée Fig. 2.40.

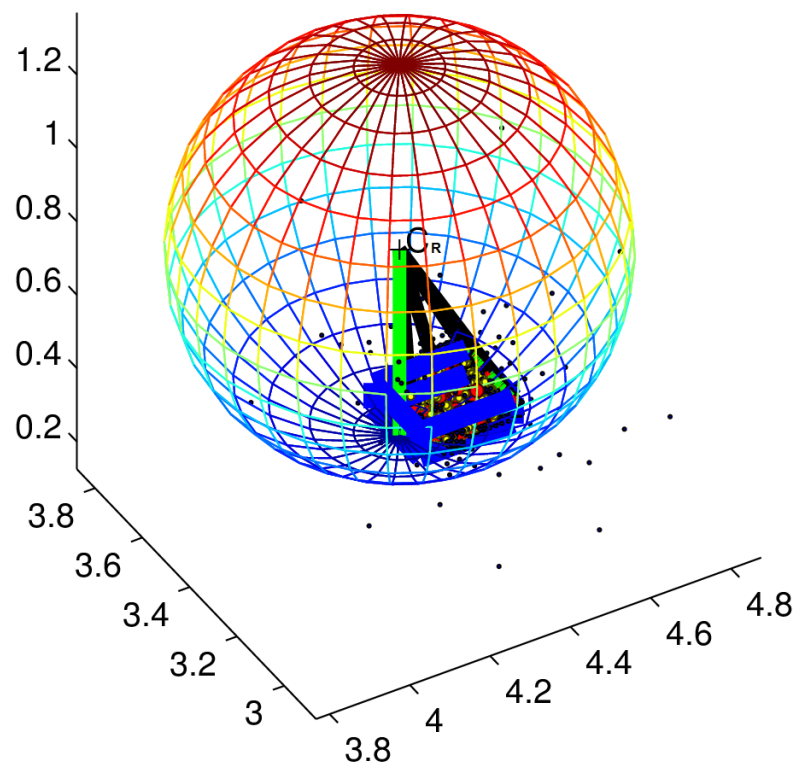


FIGURE 2.40 – Comparaison d’une boîte englobant contenant les sommets de l’intersection du cone et de la coque et de son calcul par VSIVIA.

2.2.3.5 Conclusion sur le calcul des zones de contact pneu/sol

L’approche ensembliste nous semble bien adaptée pour traiter le phénomène imprécis qu’est le contact entre un pneu agricole et un terrain meuble et en pente. L’analyse par intervalles est un outil bien adapté et VSIVIA un algorithme efficace en Matlab. Toutefois, il n’a pas été possible de développer cette méthodologie plus avant dans le temps de cette thèse. Nous continuerons donc en gardant la philosophie ensembliste et son approche par intervalle mais en caractérisant la zone des contacts entre un pneu et le sol par une seule boîte alignée sur les axes qui contient les sommets de l’intersection de la coque et du cône (Fig.2.27). Ce domaine est plus facile à calculer qu’un sous-pavage en SIVIA.

2.2.4 Polygone de sustentation

Afin de caractériser la pose du véhicule sur le sol, il est nécessaire de connaître tous les points d’appui entre la machine et le sol. Dans les sections 2.2.2 et 2.2.3 précédentes, on a caractérisé les zone de contacts pneu/sol dans un repère orthonormé non défini. On propose maintenant de caractériser ces ensembles dans le repère de travail lié au sol. On

utilisera pour cela la localisation du véhicule au sens de l'estimation de ses configurations externe (2.8) et interne (2.2).

2.2.4.1 Obtention du polygone

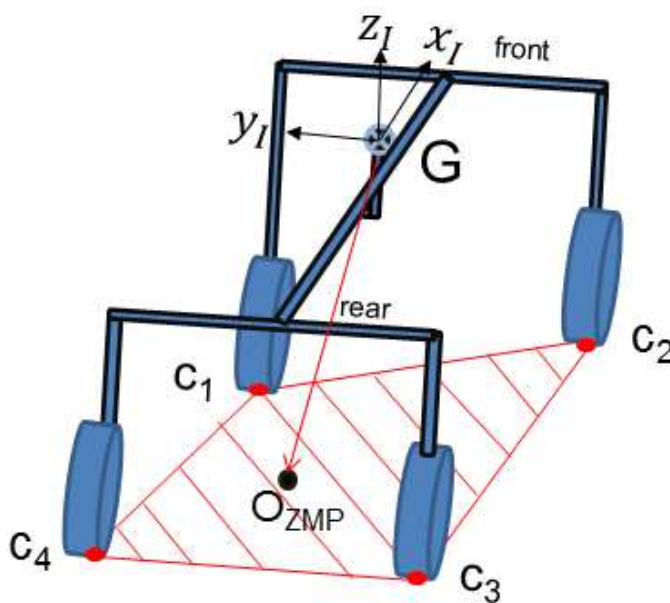


FIGURE 2.41 – Polygone de sustentation et des points de contact avec le sol.

Le polygone de sustentation est un concept important du constat d'équilibre. Pour notre véhicule, si on suppose que son contact avec le sol est assimilable à quatre points $C_k (k = 1, 2, 3, 4)$, le polygone de sustentation correspond alors à la surface délimitée par les segments reliant ces différents points. Cette surface réglée, illustrée sur la Fig. 2.41, est une image du sol.

Pour déterminer les 4 segments du polygone de sustentation du véhicule, il faut dans un premier temps positionner les points de contact avec le sol à partir de la géométrie et de la cinématique du véhicule.

A partir des résultats obtenus dans les sections 2.2.2 et 2.2.3, il est alors possible de trouver 2 situations :

1. Soit la zone de contact est assimilable à un point de contact, les 4 segments du polygone de sustentation du véhicule soit déterminés en reliant les 4 points de contact.
2. Soit la zone de contact est obtenue par un sous-pavage qui représente une zone de contact possible, les différents polygones de sustentation du véhicule sont alors proposés comme sur la Fig. 2.42.

Connaissant les 4 zones de contact, il est alors possible de définir un polygone de sustentation minimal et un autre maximal. Ces derniers sont délimités par les extrémités (intérieurs et extérieurs) des ensembles de points obtenus.

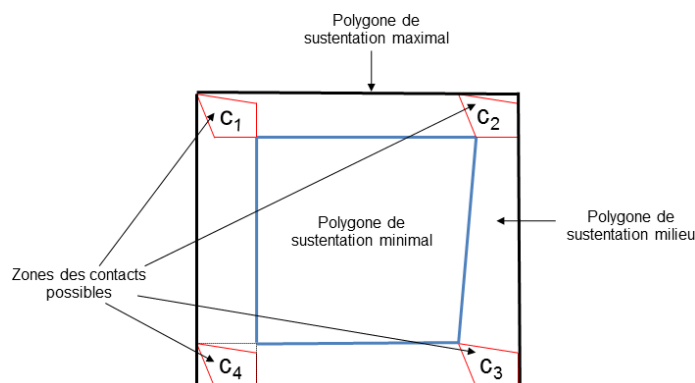


FIGURE 2.42 – Polygone de sustentation minimal, maximal et au milieu.

On nomme alors *zone intérieure* (délimitée par les 4 segments bleus de la Fig. 2.42) le polygone de sustentation minimal qui peut être considéré comme un polygone de sustentation réduit et *zone extérieure* (délimitée par les 4 segments noirs de la Fig. 2.42) le polygone de sustentation maximal qui est alors la surface maximale possible du polygone de sustentation et la zone entre ces deux derniers étant le polygone de sustentation milieu. Ceci nous donne finalement un polygone de sustentation de base (minimal) qui peut être considéré comme une zone dans laquelle on puisse constater l'état de non renversement de manière certaine. Le polygone de sustentation maximal définit la zone en dehors de laquelle le renversement est quasi certain. Entre ces deux domaines, il y a une incertitude.

2.3 Modèle de terrain

Pour modéliser un véhicule tout terrain, on a besoin de décrire les situations que le véhicule est amené à rencontrer, ce qui pose la question d'un modèle de terrain suffisamment général et qu'on pourra instancier pour décrire une expérience donnée. On notera que la signification usuelle d'un modèle numérique de terrain (MNT) se limite aux aspects géométriques, laissant de côté d'autres attributs importants liés à l'adhérence (cf. section 2.2.1.5). Sachant qu'on ne cherche pas à décrire des terrains tellement accidentés qu'ils comportent des surplombs, un MNT s'exprime sous la forme $z = h(x, y)$ où x, y désignent les variables horizontales de localisation liées aux angles de longitude et de latitude sur la surface de la terre et z est l'altitude.

2.3.0.2 Élaboration d'un MNT à partir de données expérimentales

En utilisant des informations de la localisation du GPS, on est capable de localiser un point du châssis dans le repère du monde. Avec la géométrie, la configuration interne de la machine et le modèle de contact, il est alors possible de définir les zones de contact pneu/sol possibles à chaque instant. Grâce à l'utilisation de la présentation de ces zones de contact par intervalle, on est ainsi capable de reconstruire le modèle numérique de terrain (3D) le long de la trajectoire du véhicule par union de sous-pavages. Ceci est en fait une cartographie numérique correspondant à une représentation de la forme brute d'une surface

étudiée (ou un terrain). Cette représentation est un sous-pavage de l'ensemble des zones de contact possible en échantillonnant le terrain. La Fig. 2.43 donne alors un exemple de résultat qui permet de construire un MNT par les sous-pavages.

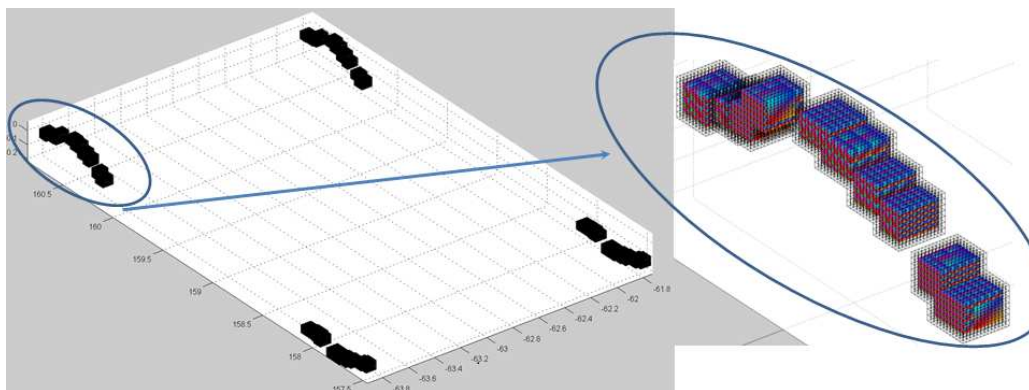


FIGURE 2.43 – Modèle numérique du terrain par les sous-pavages ($\varepsilon = 0.1[m]$) (données simulées).

A chaque instant, on obtient 4 sous-pavages contenant les points de contact avec le sol : B_{fl} , B_{fr} , B_{rl} , B_{rr} . Le modèle qui est construit par le sous-pavage intérieur et le sous-pavage indéterminé fait ainsi une partie du modèle numérique de terrain recherché. La Fig. 2.44 illustre alors un résultat pour un essai réalisé sur simulateur.

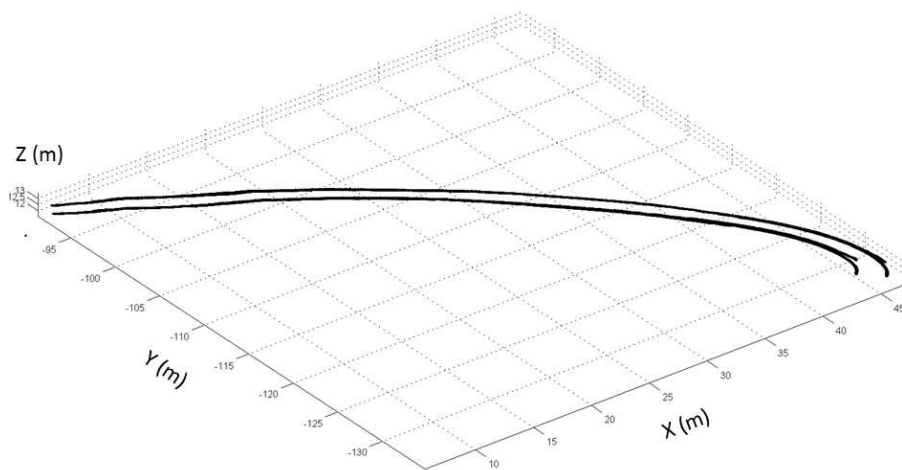


FIGURE 2.44 – Portion de modèle numérique du terrain par les sous-pavages ($\varepsilon = 0.1$). On distingue les 4 traces de roues.

La précision du MNT obtenue dépend principalement de la précision du GPS utilisé et de la valeur ε utilisée dans le modèle de contact pneu/sol.

La précision du GPS utilisée dans l'application finale doit permettre un positionnement compatible avec la tâche à réaliser qui consiste typiquement à se situer dans un rang de vigne d'une parcelle. Pour ce faire, on pourra utiliser les récepteurs GPS en mode différentiel. Par

exemple, le système EGNOS (European Geostationary Navigation Overlay System) disponible en Europe permet d'atteindre une imprécision de position de l'ordre d'un décimètre, ce qui peut suffire à l'application compte tenu de l'amplitude de la déformation du pneu [55].

Cependant, pour avoir une précision élevée afin de garantir certaines applications (en temps réel), on a recours au GPS RTK (Real Time Kinematic) qui a l'avantage d'une meilleure précision (10-20 mm sur la localisation plane et 20-40 mm pour la hauteur) avec un coût notablement plus élevé et une distance limitée (de l'ordre de 10 km) à une station de base du système EGNOS.

2.3.1 Amélioration de la précision lorsqu'on passe 2 fois par la même zone

A chaque instant, on calcule des boites contenant les points de contacts avec le sol : $B_{fl}, B_{fr}, B_{rl}, B_{rr}$. La précision sur les dimensions x et y est bien meilleure que celle sur la dimension z .

Pour chacune des boites,

- calculer les ensembles intérieur et indéterminé \mathcal{B}_{int} et \mathcal{B}_{ind} du sous pavage de la boite,
- si la coupe x, y n'intersecte pas la coupe x, y des sous-pavages \mathcal{S}_{int} et \mathcal{S}_{ind} de la modélisation de terrain, alors
 - ajouter ces éléments à \mathcal{S}_{int} et \mathcal{S}_{ind} (en respectant la structure arborescente du sous-pavage).
- Sinon, pour chacun des éléments des sous-pavages dont les coupes x, y s'intersectent, remplacer l'intervalle $[z]$ de la boite du sous pavage de la cartographie par son intersection avec l'intervalle $[z]$ de la boite du sous pavage de la boite.

2.3.2 Utilisation de l'interpolation dans la modélisation du MNT

D'un point de vue pratique, les coordonnées utilisées pour décrire les évolutions dans une région données sont définies par rapport à un repère orthonormé local "ENU" (section 2.1.4). Les coordonnées x et y s'expriment alors en unités de longueur, l'axe x pointant vers l'est et l'axe y vers le nord. L'axe z complète le repère orthonormé direct et pointe donc vers le haut. L'origine du repère est locale et choisie par convention. Dans les technologies actuelles, cette origine est souvent définie par la position de la base de référence d'un GPS différentiel [56]. Compte tenu de la nature échantillonnée, les données relevées sur le terrain sont de nature échantillonnées : on dispose d'un ensemble de points

$$(x_i, y_j, z_{i,j}); i \in \{1 \dots N_i\} \subset N, j \in \{1 \dots N_j\} \subset N.$$

La définition continue de l'altitude dans un repère local lié au sol s'opère alors par interpolation polynomiale [57] sur des facettes⁶ rectangulaires ou triangulaires définies sur ce réseau

6. patches en anglais

$$h_i = a_{00} + a_{10}x + a_{01}y + a_{20}x^2 + a_{11}xy + a_{02}y^2 + a_{30}x^3 + a_{21}x^2y + a_{12}xy^2 + a_{03}y^3 + a_{31}x^3y + a_{22}x^2y^2 + a_{13}xy^3 + a_{32}x^3y^2 + a_{23}x^2y^3 + a_{33}x^3y^3 + \dots + a_{nm}x^m y^n \quad (2.39)$$

La localisation donnée par un récepteur de données satellitaires (dit récepteur GPS) est beaucoup plus précise selon les axes horizontaux x, y que selon l'axe vertical z . L'intérêt du MNT est ainsi d'améliorer la précision de l'estimation d'un point mesuré selon cet axe.

La précision de la solution dépend de l'approche d'interpolation choisie⁷. Par exemple, l'erreur moyenne d'estimation de la hauteur est de 17.5 m en utilisant l'interpolation bilinéaire alors que l'imprécision en z des mesures GPS est de 22.5m [57]. Cela justifie l'utilisation de l'interpolation bilinéaire.

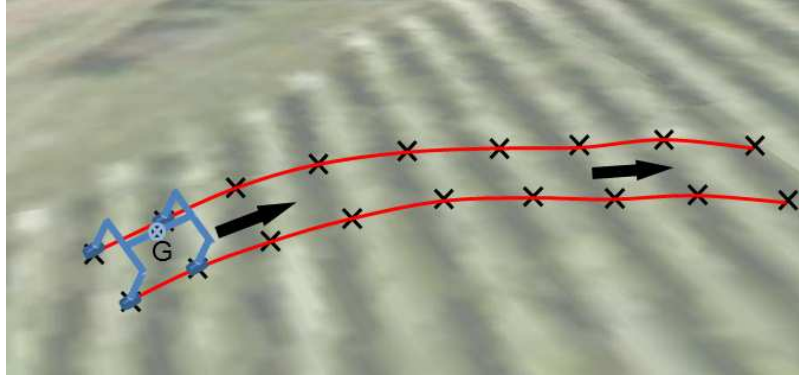


FIGURE 2.45 – Modèle numérique du terrain .

2.4 Conclusion

Dans ce chapitre, on a présenté un modèle géométrique basé sur le formalisme DHM de la machine utilisée dans le projet. Il s'agit d'un tracteur vendangeur Grégoire G7 avec 21 corps et 17 ddl. Ce modèle permet d'avoir la connaissance de la localisation des centres des roues dans le repère véhicule quelquesoit les longueurs des vérins qui modifient la configuration interne du véhicule.

Les modèles proposés pour le contact pneumatique/sol permettent d'avoir les informations sur la localisation d'un point de contact ou sur une zone de contact possible entre le pneumatique et le sol. Cette dernière est représentée sous forme d'intervalle et calculée en utilisant la méthode SIVIA qui donne un sous-pavage permettant d'exprimer une zone de contact (de forme quelconque) par l'intersection d'une coque et un cône défini selon la(les) normale(s) au terrain. La précision du modèle obtenu dépend de la valeur ε qui représente, la prise en considération du rayon des roues, de la compaction du sol et de la précision du GPS utilisé.

7. L'interpolation biquintique a 36 coefficients, l'interpolation bicubique en a 16. L'interpolation bilinéaire est la plus simple

En utilisant la méthode proposée, il est alors possible d'obtenir 4 points/zones de contact à un instant donné, qui permet ensuite d'établir un polygone de sustentation du véhicule. Nous avons également proposé une méthode pour construire les polygones de sustentation minimal/maximal. La définition de ces polygones de sustentation (minimal/maximal) est alors utilisé dans la suite de ce travail avec le critère de stabilité ZMP.

De plus, on a obtenu des pistes pour mémoriser la cartographie du terrain après un passage de la machine. Ce point intéressant ne sera toutefois pas traité dans le cadre de cette thèse où nous supposons le terrain inconnu.

Critères de stabilité relatif au "Zero Moment Point"

Ce chapitre est consacré à la définition, au calcul et à l'exploitation des critères de stabilité utilisés. Il s'agit du "Zero Moment Point"(ZMP), d'un critère de tendance renversement et du "Time To Rollover (TTR)". Ces critères sont applicables aux véhicules à 4 roues et sont destinés à constater l'état d'équilibre du véhicule en utilisant les données disponibles sur le véhicule expérimental. Les indicateurs du risque de renversement sont alors proposés en utilisant ces critères, par exemple, la position relative du ZMP par rapport au polygone de sustentation, la vitesse de rotation la plus négative ainsi que le franchissement d'un seuil pour le TTR calculé. Ce dernier peut être considéré comme une prédiction de la situation de danger telle que le CDG dépasse le seuil de renversement.

Sommaire

3.1	Stabilité du véhicule en utilisant le ZMP	77
3.1.1	Définition du ZMP pour un véhicule	77
3.1.2	Constat d'équilibre en utilisant le ZMP et le polygone de sustentation (points de contact coplanaires)	78
3.1.3	Evaluation de la position du ZMP	78
3.1.4	Principe fondamental de la dynamique au point ZMP	79
3.1.5	Détermination des coordonnées du ZMP	80
3.1.6	Premier estimateur du ZMP	80
3.1.7	Deuxième estimateur du ZMP	81
3.1.8	Indicateurs du risque de renversement	82
3.1.8.1	Distance brute	82
3.1.8.2	Distance normalisée	83
3.1.8.3	Evaluation des deux critères de distance	84
3.1.9	Influence de l'environnement tout-terrain pour le constat d'équilibre du véhicule utilisant le ZMP	84
3.1.9.1	Points de contact non-coplanaire	85
3.1.9.2	Zones de contact possibles non-coplanaires	87
3.1.9.3	Tests des estimateurs de ZMP	88
3.1.9.4	Classification du niveau de dangerosité par indicateur de ZMP	91
3.2	Prédiction de la situation	92
3.2.1	Critère de tendance au renversement	92
3.2.2	TTR	94
3.2.3	Prédiction de la position du ZMP	95
3.3	Conclusion	97

3.1 Stabilité du véhicule en utilisant le ZMP

L'un des objectifs du projet ActiSurTT est de détecter les signes avant-coureurs d'un renversement pour le véhicule à partir du calcul embarqué et en temps réel d'indicateurs de risque (ou de bon fonctionnement) à partir de mesures disponibles sur les véhicules.

Dans cette première partie de chapitre, nous proposons d'utiliser l'estimation des points de contact roues/sol obtenus dans le chapitre précédent pour déterminer le ou les possibles polygones de sustentation puis de situer le ZMP par rapport à cet ensemble de polygones de sustentation. Cette analyse permet de définir un critère de stabilité.

3.1.1 Définition du ZMP pour un véhicule

La définition originale du ZMP a été présentée au chapitre. 1. Ce critère s'applique très souvent dans la robotique humanoïde [39] pour diagnostiquer l'état d'équilibre d'un robot multi-crops avec une configuration modifiable. Nous proposons d'adapter son utilisation au cas d'un véhicule.

Pour cette analyse, le véhicule ne doit avoir qu'un seul mouvement plan sur plan lorsqu'il est en état d'équilibre. C'est-à-dire que les mouvements autorisés pour le véhicule sont les deux déplacements (longitudinal/latéral) et une rotation autour de la normale au plan du véhicule (z_I) (Fig. 3.1 gauche), tous les autres mouvements ne sont pas autorisés (Fig. 3.1 droite).

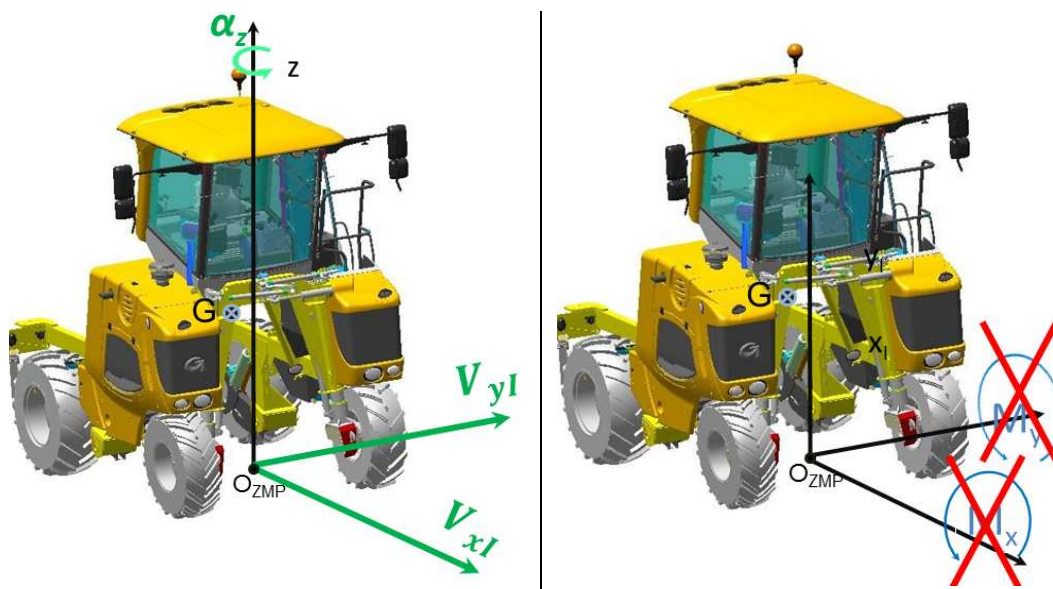


FIGURE 3.1 – Gauche : les mouvements autorisés. Droite : les mouvements interdits.

3.1.2 Constat d'équilibre en utilisant le ZMP et le polygone de sustentation (points de contact coplanaires)

Pour cet objectif, on utilise le critère lié au calcul du ZMP afin d'établir un indicateur du risque de renversement. Le système est considéré comme stable lorsque le ZMP est à l'intérieur du polygone de sustentation. Ce dernier dépend de la nature du sol ainsi que de la configuration interne et externe du véhicule. Pour commencer, considérons le cas des véhicules routiers où les points de contact sont coplanaires. Connaissant la position du ZMP dans le repère du véhicule, le constat d'équilibre du système peut être obtenu par le résultat comparatif entre la position du ZMP et le polygone de sustentation (Fig. 3.2).

Les conclusions du chapitre 2 permettent d'avoir les points de contact (ou une zone de contact) pneu/sol et donc d'avoir la connaissance du polygone de sustentation. Dans les sections suivantes, une démonstration sur le calcul de la position du ZMP sera faite en considérant qu'un polygone de sustentation construit par 4 points de contact coplanaires ou pas.

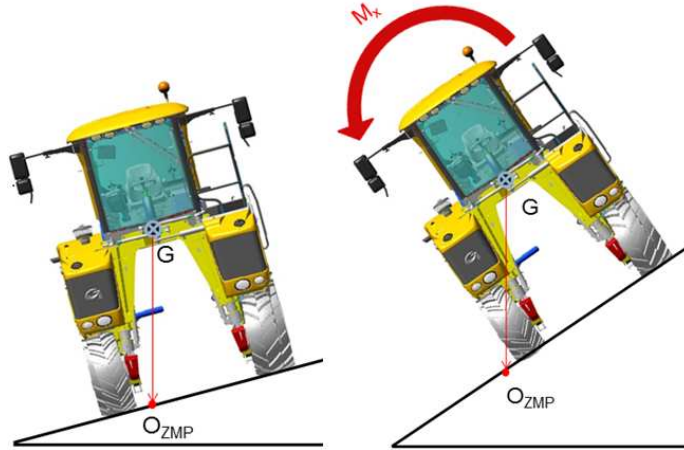


FIGURE 3.2 – Si la position du ZMP reste à l'intérieur du polygone de sustentation, le véhicule ne se retourne pas

3.1.3 Evaluation de la position du ZMP

Pour évaluer la position du ZMP, il faut, dans un premier temps, appliquer le principe fondamental de la dynamique sur le véhicule. Ce dernier est supposé rigide, approximé par une seule masse m appliquée au point G , centre de gravité du véhicule. Une inertie équivalente est également modélisée.

Le véhicule (Σ) subit plusieurs efforts : son poids appliqué au point G dans la direction de la gravité et quatre efforts de contact $\vec{\mathcal{R}}_k (k = 1, 2, 3, 4)$ de direction inconnue appliqués aux points C_k .

Le principe fondamental de la dynamique (PFD) appliqué au système (Σ), écrit dans

le repère monde $R_0([O_0, B_0])$, au point (G) est donné par :

$$\left\{ \begin{array}{c} \overrightarrow{m\Gamma_{G \in \Sigma/R_0}} \\ \overrightarrow{\delta_{G, \Sigma/R_0}} \end{array} \right\}_{B_0} = \left\{ \begin{array}{c} \overrightarrow{\mathfrak{R}_{ext}} \\ \overrightarrow{M_{G, \mathfrak{R}_{ext} \rightarrow \Sigma/R_0}} \end{array} \right\}_{B_0} \quad (3.1)$$

- * $\overrightarrow{\Gamma_{G \in \Sigma/R_0}}$: accélération linéaire du point G appartenant au système (Σ) par rapport au repère R_0 .
- * $\overrightarrow{\delta_{G, \Sigma/R_0}}$: moment dynamique du système, calculé au point G , par rapport au repère R_0 .
- * $\overrightarrow{\mathfrak{R}_{ext}}$: résultante des efforts extérieurs appliqués au système comprenant : $\overrightarrow{\mathfrak{R}_k}, k \in [1, 4]$ et le poids.
- * $\overrightarrow{M_{G, \mathfrak{R}_{ext} \rightarrow \Sigma/R_0}}$: moment des efforts extérieurs appliqués au système et calculés au point G .

Pour l'évaluation de la position du ZMP, on s'intéressera uniquement à l'équation des moments du PFD qui devra être calculée au point O_{ZMP} . Par définition, le ZMP appartient au sol et pour simplifier les calculs, le sol sera modélisé par un plan. La détermination de la position du ZMP sera réalisée en autorisant uniquement la rotation de lacet autour de la normale au sol.

3.1.4 Principe fondamental de la dynamique au point ZMP

L'équation des moments du PFD s'exprime au point O_{ZMP} dans la base associée au sol par :

$$\overrightarrow{\delta_{O_{ZMP}, \Sigma/R_0}}|_{B_s} = \overrightarrow{M_{O_{ZMP}, \mathfrak{R}_{ext} \rightarrow \Sigma/R_0}}|_{B_s} \quad (3.2)$$

Le moment dynamique au point G s'écrit dans la base du monde (B_0 qui est supposé galiléen) comme la dérivée du moment cinétique :

$$\overrightarrow{\delta_{G, \Sigma/R_0}} = \left[\frac{d}{dt} \overrightarrow{\sigma_{G, \Sigma/R_0}} \right]_{B_0} \quad (3.3)$$

Ce dernier s'exprime dans la base du véhicule par :

$$\overrightarrow{\sigma_{G, \Sigma/R_0}}|_{B_I} = [\mathcal{I}_{G, \Sigma}]_{B_I} \overrightarrow{\Omega_{B_I/B_0}}|_{B_I} \quad (3.4)$$

Dans cette expression, la matrice d'inertie $[\mathcal{I}_{G, \Sigma}]_{B_I}$ est calculable, pour une configuration interne donnée (section. 2.1.5), à partir de données disponibles dans la CAO du véhicule. La vitesse de rotation du véhicule dans le repère monde $\overrightarrow{\Omega_{B_I/B_0}}|_{B_I}$ peut être mesurée dans la base du véhicule à l'aide d'un ensemble de trois gyromètres. Ainsi, l'expression du moment dynamique du système par rapport au point G s'exprime dans la base du véhicule de la façon suivante :

$$\overrightarrow{\delta_{G, \Sigma/R_0}}|_{B_I} = \left[\frac{d}{dt} \overrightarrow{\sigma_{G, \Sigma/R_0}}|_{B_I} \right]_{B_I} + \overrightarrow{\Omega_{B_I/B_0}} \wedge \overrightarrow{\sigma_{G, \Sigma/R_0}}|_{B_I} \quad (3.5)$$

En déplaçant le point d'application du PFD en O_{ZMP} , l'équation précédente devient :

$$\overrightarrow{\delta_{O_{ZMP}, \Sigma/R_0}}|_{B_I} = \overrightarrow{\delta_{G, \Sigma/R_0}}|_{B_I} + \overrightarrow{O_{ZMP}G} \wedge \overrightarrow{m\Gamma_{G \in \Sigma/R_0}}|_{B_I} \quad (3.6)$$

Le point O_{ZMP} appartenant au sol, cette expression est ensuite projetée sur la base associée du sol.

$$\overrightarrow{\delta_{O_{ZMP}, \Sigma/R_0}}|_{B_s} = [T_{s \leftarrow I}] \overrightarrow{\delta_{O_{ZMP}, \Sigma/R_0}}|_{B_I} \quad (3.7)$$

Afin d'exprimer complètement le PFD, le moment des efforts extérieurs appliqués au système doit également s'exprimer dans la base associée au sol :

$$\overrightarrow{M_{O_{ZMP}, \mathfrak{R}_{ext} \rightarrow \Sigma/R_0}}|_{B_s} = \overrightarrow{M_{O_{ZMP}, m\vec{g} \rightarrow \Sigma/R_0}}|_{B_s} + \sum_{k=1}^4 \overrightarrow{M_{O_{ZMP}, \vec{\mathfrak{R}}_k \rightarrow \Sigma/R_0}}|_{B_s} \quad (3.8)$$

Pour résumer, le PFD au point O_{ZMP} s'écrit littéralement dans la base associée au sol à partir des éléments connus dans la base associée au véhicule comme :

$$\begin{aligned} [\mathcal{I}_{G, \Sigma}] \left[\frac{d}{dt} \overrightarrow{\Omega_{B_I/B_0}} \right] + \overrightarrow{\Omega_{B_I/B_0}} \wedge [\mathcal{I}_{G, \Sigma}] \overrightarrow{\Omega_{B_I/B_0}} &= \sum_{k=1}^4 \overrightarrow{O_{ZMP} C_k} \wedge \vec{\mathfrak{R}}_k \\ + \overrightarrow{O_{ZMP} G} \wedge m \Gamma_{G \in \Sigma/R_0} &= + \overrightarrow{O_{ZMP} G} \wedge m \vec{g} \end{aligned} \quad (3.9)$$

3.1.5 Détermination des coordonnées du ZMP

Lorsque tous les termes de l'équation (3.9) sont connus, il est possible de calculer les 3 coordonnées du point O_{ZMP} . On introduit le vecteur $\vec{\tau}_p|_{B_s}$ dont les coordonnées doivent être exprimées dans la base associée au sol comme :

$$\vec{\tau}_p|_{B_s} = \overrightarrow{\delta_{O_{ZMP}, \Sigma/R_0}}|_{B_s} - \overrightarrow{M_{O_{ZMP}, \mathfrak{R}_{ext} \rightarrow \Sigma/R_0}}|_{B_s} \quad (3.10)$$

Par application du PFD, il est nécessaire que ce vecteur soit nul. Son expression littérale se déduit de l'équation (3.9). Malheureusement, l'évaluation des différents termes est difficile en pratique. Nous proposons de décomposer cette équation en 2 parties, la première contenant les termes connus, la seconde, les termes inconnus :

$$\vec{\tau}_p = \vec{\tau}_{connu} + \vec{\tau}_{inconnu} \quad (3.11)$$

En résumant l'expression de $\vec{\tau}_p$ à sa partie connue, un estimateur est alors obtenu :

$$\hat{\vec{\tau}}_p = \vec{\tau}_{connu} \quad (3.12)$$

Le ZMP étant un point du sol où seul le mouvement autour de la normale est autorisé, les coordonnées du ZMP sont évaluées en annulant les 2 composantes de l'estimateur $\hat{\vec{\tau}}_p$ orthogonales à cette normale (c'est-à-dire en écrivant que les 2 rotations interdites sont nulles) et en ajoutant la contrainte d'appartenance au plan représentant le sol (section 3.1.2).

En fonction des éléments placés dans la partie connue de $\vec{\tau}_p$, il est possible d'obtenir différents positionnements du ZMP en négligeant les efforts de contact [15], la dynamique, etc. Ainsi, deux estimateurs du ZMP sont développés dans les sections suivantes.

3.1.6 Premier estimateur du ZMP

Un premier estimateur pour définir le ZMP est construit en ne considérant que l'effet du poids. On considère que le point G est fixe dans le repère lié au châssis. Le premier estimateur s'écrit :

$$\hat{\vec{\tau}}_{p1} = -\overrightarrow{O_{ZMP} G} \wedge m \vec{g} \quad (3.13)$$

Les coordonnées du ZMP dans le référentiel inertiel lié au véhicule sont notées :

$$\overrightarrow{GO_{zmp}} = \begin{bmatrix} x_{zmp} \\ y_{zmp} \\ z_{zmp} \end{bmatrix}_{B_I}.$$

L'accélération de la gravité est définie dans le référentiel lié au sol par :

$$\vec{g}_{|B_0} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ -g \end{bmatrix}_{B_0}.$$

L'annulation des deux premières composantes de $\hat{\tau}_{p1}$ dans l'équation (3.13) peut ainsi s'exprimer par :

$$\begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ \dots \end{bmatrix} = \left[[T_{s \leftarrow 0}] \left[[T_{0 \leftarrow I}] \begin{bmatrix} x_{zmp} \\ y_{zmp} \\ z_{zmp} \end{bmatrix} \wedge \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ -mg \end{bmatrix} \right]_{B_0} \right]_{B_s}. \quad (3.14)$$

Dans cette expression :

- $[T_{s \leftarrow 0}]$: matrice de passage du repère du monde R_0 vers le repère du sol R_s .
- $[T_{0 \leftarrow I}]$: matrice de passage du repère du véhicule R_I vers repère du sol R_0 .

Ceci nous donne 2 équations avec 3 inconnues. Pour déterminer la position du ZMP, il nous faut une troisième équation. Celle-ci provient du fait que le point O_{ZMP} appartient au sol : plan \mathbb{P} qui s'exprime par une équation affine (3.15) dans laquelle $n_{\mathbb{P}} = [n_{x_I}, n_{y_I}, n_{z_I}]^t$ est la normale à \mathbb{P} dans la base du véhicule (B_I).

$$n_{x_I}x_{zmp} + n_{y_I}y_{zmp} + n_{z_I}z_{zmp} + d_I = 0 \quad (3.15)$$

La position du ZMP dans la base du véhicule (B_I) est obtenue en résolvant le système d'équations linéaires constitué de (3.15) et des 2 équations obtenues en annulant les deux premières composantes de $\hat{\tau}_{p1}$ (3.14), exploitation de x_{zmp} , y_{zmp} et z_{zmp} .

3.1.7 Deuxième estimateur du ZMP

On suppose que l'accélération et la vitesse de rotation sont disponibles. A partir de l'équation (3.9), l'expression du deuxième estimateur est :

$$\begin{aligned} \hat{\tau}_{p2} &= \overrightarrow{[T_{s \leftarrow I}]} ([\mathcal{I}_{G,\Sigma}] [\frac{d}{dt} \overrightarrow{\Omega_{B_I/B_0}}] \\ &+ \overrightarrow{\Omega_{B_I/B_0}} \wedge [\mathcal{I}_{G,\Sigma}] \overrightarrow{\Omega_{B_I/B_0}} \\ &+ \overrightarrow{O_{ZMP}G} \wedge (m \overrightarrow{\Gamma_{G \in \Sigma/R_0}} - m \vec{g})) \end{aligned} \quad (3.16)$$

Les éléments de cette expression ($\overrightarrow{\Omega_{B_I/B_0}}$ et $[\mathcal{I}_{G,\Sigma}]$) sont mesurés directement dans la base du véhicule B_I . Une approximation de l'accélération angulaire $[\frac{d}{dt} \overrightarrow{\Omega_{B_I/B_0}}]$ peut être obtenue numériquement par la formule d'Euler (3.17) ou par un dérivateur numérique plus élaboré.

$$[\frac{d}{dt} \overrightarrow{\Omega_{B_I/B_0}}]_{B_I} = \frac{\overrightarrow{\Omega_{B_I/B_0}^k} - \overrightarrow{\Omega_{B_I/B_0}^{k-1}}}{t_k - t_{k-1}} \quad (3.17)$$

Connaissant les mesures fournies par un accéléromètre fixé au centre de gravité sont la somme des accélérations subies par le véhicule, on a :

$$\begin{bmatrix} \ddot{x} \\ \ddot{y} \\ \ddot{z} \end{bmatrix}_{B_I} = \overrightarrow{\Gamma_{G \in \Sigma / R_0}}|_{B_I} + \vec{g}|_{B_I}. \quad (3.18)$$

Afin d'obtenir l'accélération linéaire du véhicule $\overrightarrow{\Gamma_{G \in \Sigma / R_0}}$, on calcule la gravité exprimée dans la base du véhicule en sachant que la gravité exprimée dans la base du monde est $[00 - g]^T_{B_0}$:

$$\overrightarrow{\Gamma_{G \in \Sigma / R_0}}|_{B_I} = \begin{bmatrix} \ddot{x} \\ \ddot{y} \\ \ddot{z} \end{bmatrix}_{B_I} - [T_{I \leftarrow 0}] \vec{g}|_{B_0} \quad (3.19)$$

On exprime alors l'expression du $\hat{\tau}_{p2}_{B_s}$ sous la forme suivante :

$$\hat{\tau}_{p2}|_{B_s} = [T_{s \leftarrow 0}][T_{0 \leftarrow I}] \hat{\tau}_{p2}|_{B_I} \quad (3.20)$$

De la même manière que pour le calcul du premier estimateur, on annule les deux premières composantes de $\hat{\tau}_{p2}_{B_s}$. L'équation (3.15) donne alors la position du ZMP.

3.1.8 Indicateurs du risque de renversement

3.1.8.1 Distance brute

La condition de non-renversement du véhicule est l'appartenance du ZMP au polygone de sustentation. Il est ainsi possible de construire un indicateur positif si le ZMP appartient au polygone de sustentation et négatif en dehors. Cet indicateur utilise la distance entre le ZMP et chaque segment du polygone de sustentation. Il évolue en fonction des conditions de fonctionnement.

Soient

- $\{C_1, C_2, C_3, C_4\}$ les sommets du polygone de sustentation ordonnés dans le sens antihoraire,
- $\vec{n}_i; i \in \{1, 2, 3\}$ le vecteur unitaire normal au bord (C_i, C_{i+1}) et \vec{n}_4 le vecteur unitaire normal au bord (C_4, C_1) .
- Toutes les normales $\vec{n}_i; i \in \{1, 2, 3, 4\}$ sont choisies dirigées vers l'intérieur du polygone (C_1, C_2, C_3, C_4) . Elles sont calculables de la façon suivante :
 - \vec{k} désignant le vecteur unitaire normal au plan contenant (C_1, C_2, C_3, C_4) et dirigé vers le haut, on a
 - $\vec{n}_i = \vec{k} \wedge \overrightarrow{C_i C_{i+1}} / \|\overrightarrow{C_i C_{i+1}}\|$ et
 - $\vec{n}_4 = \vec{k} \wedge \overrightarrow{C_4 C_1} / \|\overrightarrow{C_4 C_1}\|$
- La distance algébrique du point Z au bord i est par définition :

$$D_i = \langle \overrightarrow{C_i Z}, \vec{n}_i \rangle, i \in [1, 2, 3, 4].$$

On note que cette distance est négative si le point Z est dans le demi-plan extérieur au polygone (C_1, C_2, C_3, C_4) et donc en dehors de ce polygone.

- La distance algébrique du point Z au polygone de sustentation (C_1, C_2, C_3, C_4) i est par définition :

$$D = \min_{i=1,2,3,4} \{D_i\} = \min_{i=1,2,3,4} \left\{ \left\langle \overrightarrow{C_i Z}, \vec{n}_i \right\rangle \right\}. \quad (3.21)$$

L'indice (ou les indices) i qui est l'argument de la valeur du critère D (3.21) indique(nt) l'axe (ou les axes) de renversement le(s) plus dangereux.

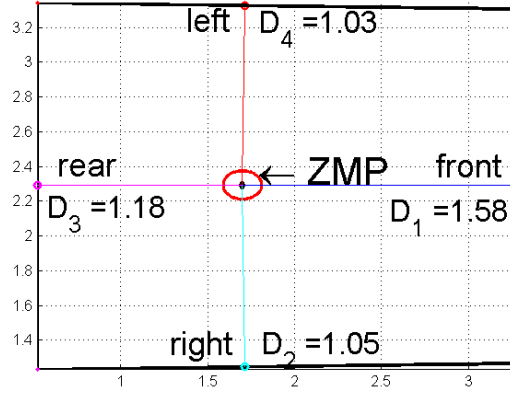


FIGURE 3.3 – Polygone de sustentation dans la position d'équilibre statique de référence

A chaque instant, si la distance D chute en-dessous d'un seuil¹, il est donc possible d'indiquer à l'entité en charge de la conduite, quel est le côté où le véhicule risque de se renverser. La Fig. 3.3 présente les voies et empattements du véhicule dans une condition nominale d'équilibre. Compte tenu de la position du centre de gravité (section 2.1.7), dans le cas statique et sur terrain plan et horizontal, le ZMP se trouve au milieu de la voie et un peu plus sur l'arrière du véhicule.

3.1.8.2 Distance normalisée

Nous proposons ici un second critère complémentaire au précédent. Il est calculé en normalisant la distance D_i :

$$dr_i = D_i / D_i^* \quad (3.22)$$

D_i^* (Fig. 3.3) représente la distance de référence du ZMP lorsque le véhicule est en condition optimale d'équilibre. C'est-à-dire lorsqu'il est statique, positionné sur un sol plan et horizontal, avec un chargement nul et une configuration géométrique nominale. On peut alors dire que si :

- $dr_k > 1$: le ZMP s'éloigne de l'axe de renversement. Le risque diminue.
- $dr_k \rightarrow 1$: le système va vers la condition d'équilibre nominale.
- $dr_k \rightarrow 0$: le ZMP s'approche de l'axe de renversement. Le danger viendra de cet axe.
- $dr_k < 0$: le ZMP est sorti du polygone de sustentation. Dans le cas statique, le renversement serait effectif.

1. seuil qui reste à définir

3.1.8.3 Evaluation des deux critères de distance

En simulant des modifications de la configuration interne du véhicule et en calculant la position du ZMP et du critère D (3.21) on peut déterminer les angles limites de renversement dans un cas statique (Fig. 3.4). Les limites d'inclinaison sont respectivement de $\pm 33[^\circ]$ pour la rotation de roulis et de $+36[^\circ]$ et $-44[^\circ]$ pour le renversement longitudinal.

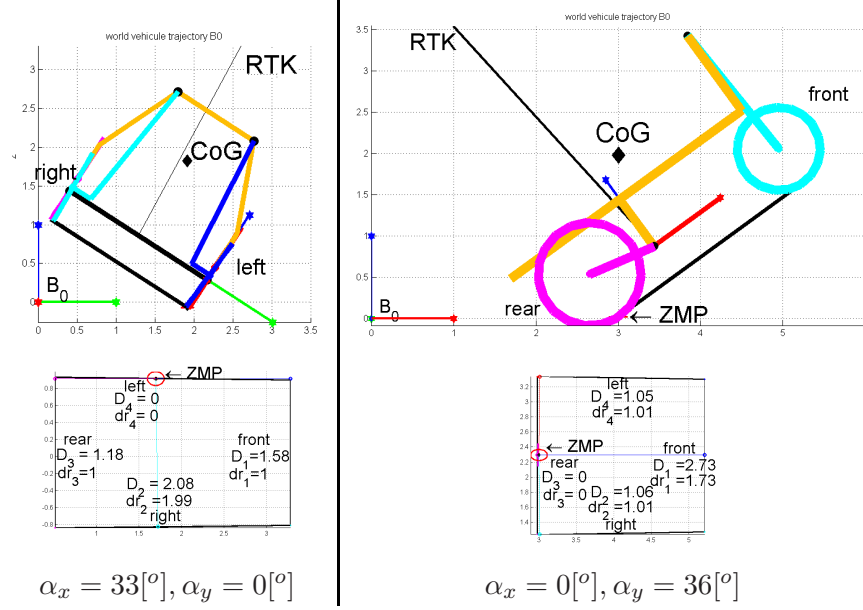


FIGURE 3.4 – Identification des angles limites de renversement. Sur la colonne de gauche, le ZMP est sur le segment gauche du polygone de sustentation. L'angle de roulis est de $33[^\circ]$. Sur la colonne de droite, on illustre le renversement arrière, l'angle de tangage limite est de $36[^\circ]$.

3.1.9 Influence de l'environnement tout-terrain pour le constat d'équilibre du véhicule utilisant le ZMP

Les sections précédentes ont présentées le calcul du ZMP ainsi que le constat d'équilibre en utilisant le ZMP et le polygone de sustentation. Les points de contact roue/sol étaient coplanaires. Dans le cas tout terrain, on est amené à considérer 3 situations de complexité et de réalisme croissants :

1. Les 4 zones de contact roue/sol peuvent être considérées comme 4 points coplanaires.
2. Les 4 zones de contact roue/sol peuvent être considérées comme 4 points non coplanaires.
3. Les 4 zones de contact roue/sol ne sont pas ponctuelles et elles n'appartiennent pas à un même plan.

3.1.9.1 Points de contact non-coplanaire

La définition du ZMP se réfère à un plan dans lequel le mouvement se situe, la rotation autour de la normale à ce plan est la seule autorisée. Dans le cas où les points de contacts ne sont pas coplanaires, on peut définir 4 plans définis par 3 points sur 4 dans lesquels on peut s'attendre à ce que le mouvement s'inscrive. Le véhicule est en contact avec le sol aux points $C_i (i = 1, 2, 3, 4)$. Définissons un axe de renversement $B_i (i = 1, 2, 3, 4)$ qui est une ligne droite reliant 2 points de contact (comme illustré dans la Fig. 3.5). A partir de la définition du ZMP, si le véhicule est en train de se basculer autour de l'axe de renversement B_1 , la position du point O_{ZMP} doit s'approcher de l'axe B_1 dans son plan de calcul qui comprend l'axe B_1 . Il vient donc 2 situations possibles pour étudier le basculement autour de B_1 :

1. Le point O_{ZMP1} est la projection sur le plan \mathbb{P}_1 délimité par les points de contact C_1, C_2 et C_4 et s'approche de l'axe de renversement B_1 ,
2. Le point O_{ZMP2} est la projection sur le plan \mathbb{P}_2 délimité par les points de contact C_1, C_3 et C_4 et s'approche de l'axe de renversement B_1 .

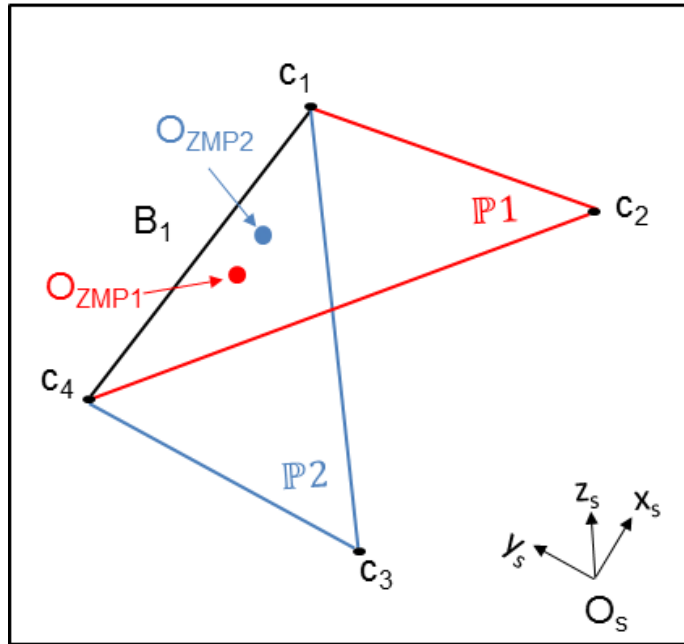


FIGURE 3.5 – Les 2 situations possibles pour analyser le basculement autour de l'axe de renversement B_1

Fondamentalement, il y a 2 plans de calcul ($\mathbb{P}_j, j = 1, 2$) possibles pour un axe de renversement ($B_i, i = 1, 2, 3, 4$) définie. Alors on peut conclure que :

1. Le système est stable par rapport au retournement autour de ce côté si et seulement si les deux points ZMP dans les 2 plans de calcul ne dépassent pas l'axe de renversement défini.

2. Le système est stable par rapport au retournement si et seulement si la condition 1 est satisfaite pour les 4 axes de renversement (C_1, C_2) , (C_2, C_3) , (C_3, C_4) et (C_4, C_1) .

On notera que la complexité de ce calcul est 4 fois celle du calcul dans le cas où les 4 points de contact sont coplanaires. Dans le cas où cette augmentation de complexité serait rédhibitoire, on peut proposer une simplification qui se base sur un plan de calcul moyen pour le ZMP.

Il est possible de calculer un point artificiel C_m , centre géométrique des points $(C_1$ et $C_2)$ (Fig. 3.6). Ce choix se justifie par la conception du système hydraulique du véhicule expérimental. Le plan (\mathbb{P}) passant par les 3 points $(C_3, C_4$ et $C_m)$ est obtenu en connaissant sa normale $\vec{n}_{\mathbb{P}}$ sous forme suivante :

$$\vec{n}_{\mathbb{P}} = \frac{\overrightarrow{C_m C_4} \wedge \overrightarrow{C_m C_3}}{\|\overrightarrow{C_m C_4} \wedge \overrightarrow{C_m C_3}\|} = \begin{bmatrix} n_x \\ n_y \\ n_z \end{bmatrix}_{B_0} = [T_{0 \leftarrow s}] \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 1 \end{bmatrix}_{B_s} \quad (3.23)$$

On associe à ce plan un repère $R_s([O_s, (\vec{x}_s, \vec{y}_s, \vec{z}_s)])$.

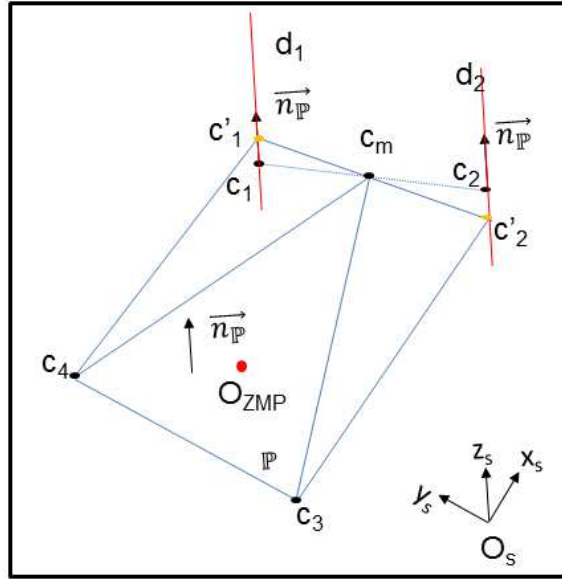


FIGURE 3.6 – Plan de calcul approximatif avec les 4 points non coplanaires. C_m est le centre géométrique des points C_1 et C_2 . Le sol est approximé par le plan passant par les points C_m, C_3 et C_4

On est également capable de calculer l'expression de d_1 qui est une droite d'orientation $\vec{n}_{\mathbb{P}}$ passant par le point C_1 . De même pour d_2 passant par le point C_2 . Alors les deux points de contact virtuels (projection de C_3 et C_4 dans le plan \mathbb{P}) sont définis comme :

$$C'_1 = d_1 \cap \mathbb{P} \quad C'_2 = d_2 \cap \mathbb{P} \quad (3.24)$$

Le plan \mathbb{P} reconstruit est le plan permettant de calculer la position du ZMP ainsi le plan sur lequel le moment autour de sa normale est autorisé. Connaissant ce plan de calcul, la

matrice de passage entre la base du monde et celles du sol contient deux rotations, ce sont les estimations des 2 angles d'inclinaison du sol : α_{sx} et α_{sy}

$$[T_{0 \leftarrow s}] = \begin{matrix} [T_{0 \leftarrow s1}] & [T_{s1 \leftarrow s}] \\ \alpha_{sy} \odot \vec{y}_{s1} & \alpha_{sx} \odot \vec{x}_s \end{matrix} \quad (3.25)$$

avec :

$$\alpha_{sx} = \text{atan}(n_y) \quad (3.26)$$

$$\alpha_{sy} = \text{atan}\left(-\frac{n_x}{n_z}\right) \quad (3.27)$$

3.1.9.2 Zones de contact possibles non-coplanaires

Considérons 4 zones de contact possibles obtenues et les polygones de sustentation minimal, maximal et intermédiaire du chapitre précédent (chapitre. 2), on propose une méthode destinée à consulter l'état d'équilibre du système à partir de la position du ZMP et des polygones de sustentation construits par les 4 zones de contact possibles (4 boîtes qui contiennent les zones). Les 3 situations pour le ZMP et le polygone de sustentation sont illustrées sur la Fig. 3.7.

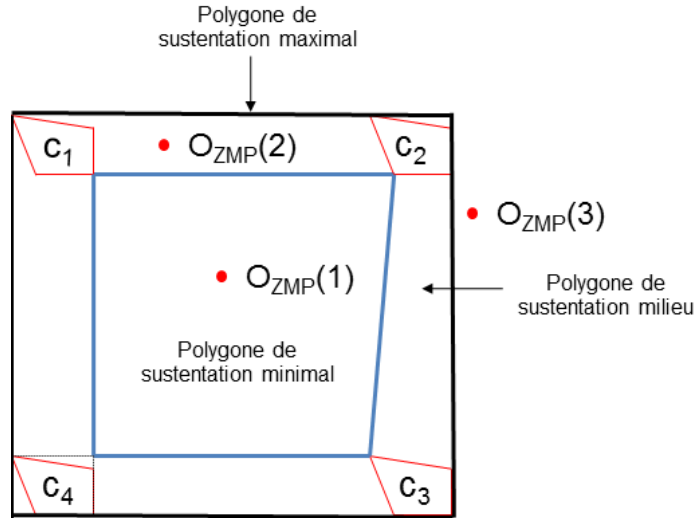


FIGURE 3.7 – Le constat d'équilibre du système en utilisant le ZMP : dans la situation (1) le ZMP est à l'intérieur du polygone de sustentation minimal, dans la situation (3), il est à l'extérieur du polygone de sustentation maximal. La situation (2) est indéterminée.

Si le ZMP est à l'intérieur du polygone de sustentation minimal (situation (1)), le système est sûrement stable, si le ZMP est à l'extérieur du polygone de sustentation maximal (situation (2)), le système présentera une tendance de se renverser. Quand il appartient au polygone de sustentation milieu (situation (2)), on n'est pas sûr du constat équilibre, donc ceci devient d'une incertitude qui signifie que le véhicule est en limite de renversement.

3.1.9.3 Tests des estimateurs de ZMP

Les indicateurs du risque de renversement sont obtenus en utilisant la position du ZMP vis-à-vis d'un ensemble de polygones de sustentation défini à la section. ???. Afin d'illustrer les résultats obtenus dans cette section, nous proposons d'examiner les résultats d'un exemple simulé. Une présentation plus exhaustive du simulateur et des scénarii étudiés sera faite dans le prochain chapitre mais, à des fins pédagogiques, nous préférons analyser un scénario simple pour montrer comment fonctionnent le critère et les calculs intermédiaires.

Scénario simulé étudié La vue de dessus de la trajectoire suivie par le centre de gravité durant le scénario est montrée Fig. 3.8, l'altitude étant représentée par une échelle de couleurs. Le long de cette trajectoire, il n'y a pas eu de renversement mais on s'est approché de la limite de renversement lors du demi-tour. Les différentes phases du scénario sont :

1. Etat initial : le véhicule est en dévers avec les vérins rentrés. Puis il se met à rouler.
2. Lors du premier virage, une correction préprogrammée des vérins est effectuée afin de corriger la posture du véhicule.
3. Puis le véhicule continue tout droit en dévers (le bas du terrain étant du côté droit du véhicule) et en montant légèrement (et en corrigeant la position de ses vérins) jusqu'au second grand virage (qui est un demi-tour).
4. A ce moment, pour corriger le dévers, les vérins du côté droit sont d'abord rentrés puis les vérins du côté gauche sortis.

La Fig. 3.9 montre le profil de la vitesse linéaire du véhicule et celui de l'angle de braquage. Il est à noter qu'il existe une période (de 0 à 10[s]) pour laquelle les données sont nulles à cause de l'initialisation du simulateur. Pour la suite de la présentation de ces données, on ne présentera que la partie utile comme illustrée dans la Fig. 3.10.

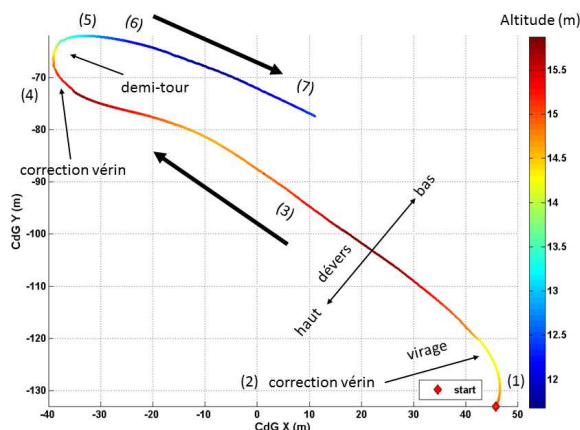


FIGURE 3.8 – Chemin suivi lors du scénario simulé, la barre d'altitude à droite, le sens du dévers, les virages et les moments de correction des vérins

La Fig. 3.11 représente les résultats obtenus en utilisant les 2 indicateurs. La figure du haut est le résultat obtenu avec l'indicateur 1 (section. 3.1.6) et celle du bas avec

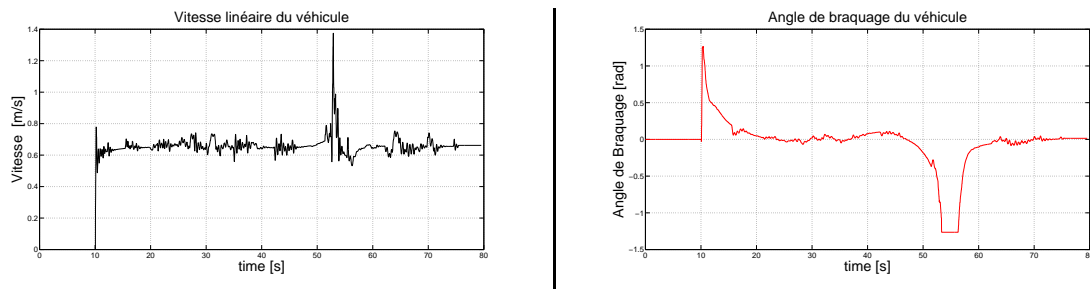


FIGURE 3.9 – Profils de la vitesse longitudinale (à gauche) et de l’angle de braquage (à droite) le long du chemin

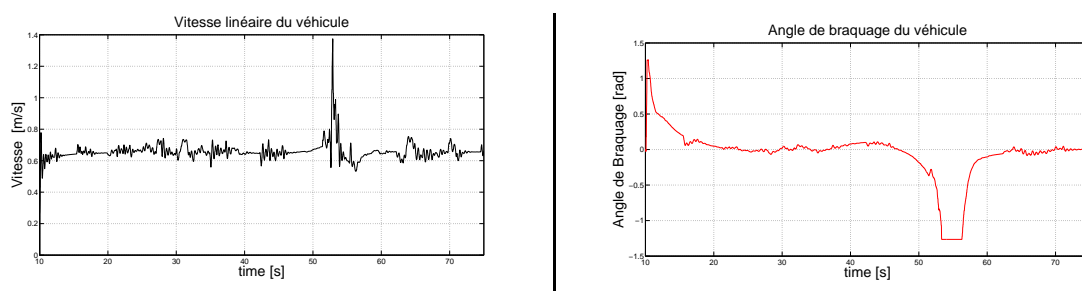


FIGURE 3.10 – Zom sur les parties utiles des profils de la vitesse longitudinale (à gauche) et de l’angle de braquage (à droite) le long du chemin

l’indicateur 2 (section. 3.1.7). Les 4 courbes représentent les distances entre la position du ZMP et un axe de renversement (avant, arrière, à gauche, à droite) défini comme une ligne droite passant par les 2 sommets du polygone de sustentation (cf Fig. 3.7) considérés. Cela permet d’indiquer le côté le plus dangereux du point de vue du renversement et de quantifier la dangerosité de renversement.

Analysons ces résultats en regard de la trajectoire réalisée, les phases de l’analyse étant notées par un chiffre entre parenthèses en bas des graphes sur la Fig. 3.11.

1. Le véhicule démarre en dévers pendant la période (1). Le sens du dévers est tel que le terrain du côté droit est plus bas. C’est donc le côté le plus dangereux et c’est ce qu’indique les valeurs des critères sur la Fig. 3.11 où la courbe cyan affiche la distance à l’axe de renversement du côté droit. Logiquement, le côté gauche présente une situation symétrique, c’est-à-dire que le danger de renversement est moindre. C’est ce qu’on voit sur la courbes rouge relative au côté gauche qui a une valeur plus importante que la courbe cyan relative au côté droit.
2. Durant la période (2), le véhicule effectue une correction de longueur des vérins. Les vérins du côté droit sont sortis pour corriger l’assiette du véhicule et réduire ainsi son risque de renversement du côté droit : on note les évolutions parallèles des indicateurs cyan et rouge qui corroborent cette situation.
3. Ensuite, le véhicule va tout droit pendant la période (3). Ici, on constate toujours que

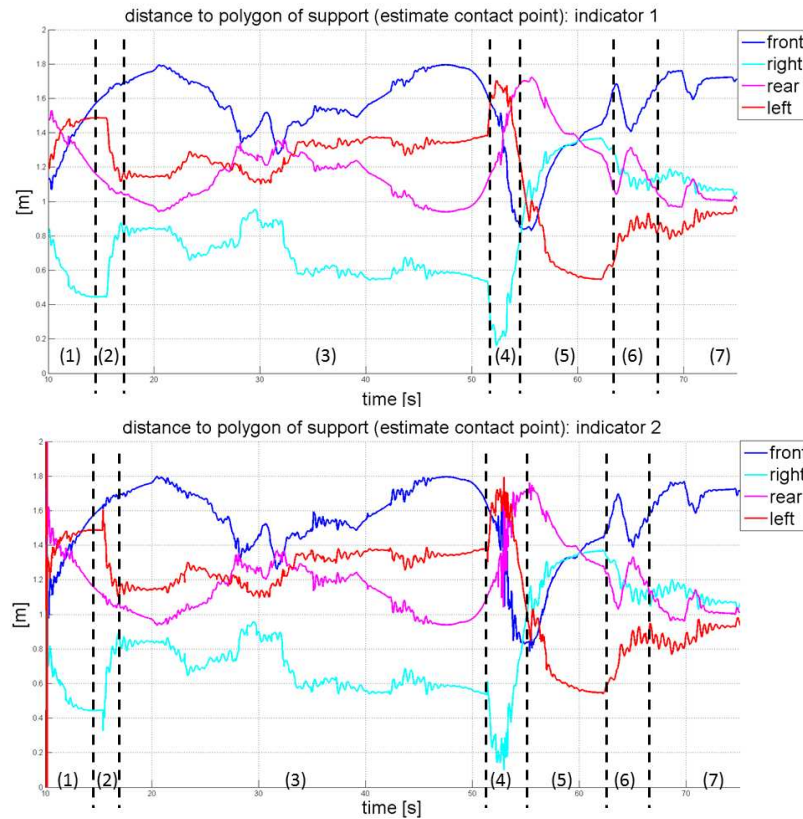


FIGURE 3.11 – Résultats obtenus par simulation. Bleu : distance entre ZMP et l'axe de renversement avant. Cyan : distance entre ZMP et l'axe de renversement droite. Magenta : distance entre ZMP et l'axe de renversement arrière. Rouge : distance entre ZMP et l'axe de renversement gauche.

le côté droit est le côté le plus dangereux à cause du dévers et que le côté arrière est plus dangereux que le côté avant parce que le véhicule est en train de monter sur une pente. Mais, la voie du véhicule étant beaucoup plus petite que son empattement, le côté latéral est souvent plus dangereux que le côté longitudinal. Sur l'exemple, on peut constater que le côté droit est toujours le côté le plus dangereux parmi les 4 côtés du véhicule pendant cette période.

4. Puis, durant la période (4), les vérins du côté droit sont tous rentrés avant d'aborder le demi-tour. Cette reconfiguration augmente le niveau de dangerosité du côté droit. Le véhicule commence à faire demi-tour quand tous les vérins sont rentrés.
5. La manœuvre de demi-tour (période (5)) est une illusion de dangerosité entre les côtés gauche-droite et avant-arrière.
6. Dans la période (6), la longueur des vérins du côté gauche est augmentée afin de réduire la dangerosité lié à ce côté.
7. Finalement, le véhicule reparte tout droit en dévers, le côté gauche étant désormais le plus dangereux.

On a vu que les variations des 2 indicateurs décrivent "logiquement" l'évolution de la situation du véhicule du point de vue de la dangerosité pendant les différentes phases du scénario. La différence entre les deux indicateurs réside dans la prise en compte de la dynamique du véhicule dans l'indicateur 2. Cette influence s'observe dans des dépassements transitoires (pics) qu'on voit dans le graphe du bas de la Fig. 3.11 et qu'on ne voit pas dans le graphe du haut. Dans ce scénario à vitesse de travail faible, les accélérations sont petites mais la masse du véhicule est importante (environ 10 tonnes). Il est donc normal qu'on observe l'effet des phénomènes dynamiques.

3.1.9.4 Classification du niveau de dangerosité par indicateur de ZMP

Pour interagir avec le conducteur, il est nécessaire de simplifier l'information pour la rendre intelligible. Pour cela, on propose de classier les niveaux de la dangerosité en 4 zones à partir des distances relatives du ZMP vis-à-vis de l'ensemble possible des polygones de sustentation. Soit D_i ($i = 1, 2, 3, 4$) la distance du ZMP par rapport au $i^{\text{ème}}$ axe de renversement, on propose l'heuristique suivante :

- Zone verte : $0.4 < D_i$, le véhicule est sûrement stable sur ce côté,
- Zone bleue : $0.1 < D_i \leq 0.4$, on commence à indiquer au conducteur le coté le plus dangereux,
- Zone jaune : $0 < D_i \leq 0.1$, le véhicule est en danger de renversement du côté i ,
- Zone rouge : $D_i \leq 0$, le risque de renversement est outrepassé du côté i .

La Fig. 3.12 montre l'évolution de ces niveaux quantifiés de dangerosité à partir des résultats du scénario (Fig. 3.11).

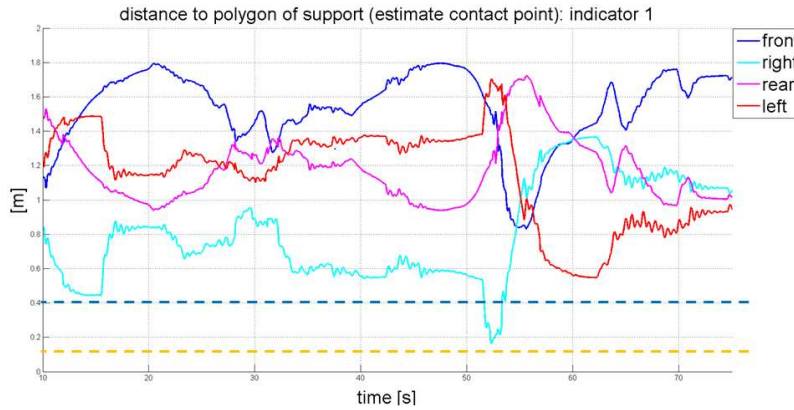


FIGURE 3.12 – Le classification du niveau de risque, niveau 1 : $D = 0.4$, niveau 2 : $D = 0.1$, niveau 3 : $D = 0$

Par rapport à cet exemple, on peut alors constater que le moment où le véhicule est en train d'entrer dans le demi-tour avec un dévers important est le moment le plus dangereux. Ceci correspond à la période (4) dans la Fig. 3.11, donc qu'il faut alerter le conducteur la dangerosité du côté droit.

3.2 Prédiction de la situation

Un critère de dangerosité est intéressant pour prévenir un opérateur qu'une situation est dangereuse alors que celui-ci, occupé à une autre tâche, pourrait ne pas s'en rendre compte. La pertinence d'un critère de dangerosité est d'autant plus grande que cette information permet d'éviter les situations dangereuses. C'est l'objet de cette section qui définit des critères temporels de type "temps restant avant entrée dans la zone dangereuse" si rien ne change.

3.2.1 Critère de tendance au renversement

L'objectif de ce critère est la détermination de la rotation du tracteur autour de chacun des segments constituant sa base. A partir de l'évaluation de cette vitesse et en posant une convention de signe, on peut constater que le véhicule a un mouvement de rotation autour de l'axe avec une tendance à "décoller" du sol ou à s'en rapprocher. La Fig. 3.13 présente le cas où la rotation autour de l'axe C_1C_2 est stabilisant. La vitesse $\omega_{C_1C_2}$ est positive et "rabat" le centre de gravité (G) vers le sol (plan (\vec{i}_s, \vec{j}_s)) ainsi la base associée au repère du monde $B_0 (\vec{x}_0, \vec{y}_0, \vec{z}_0)$.

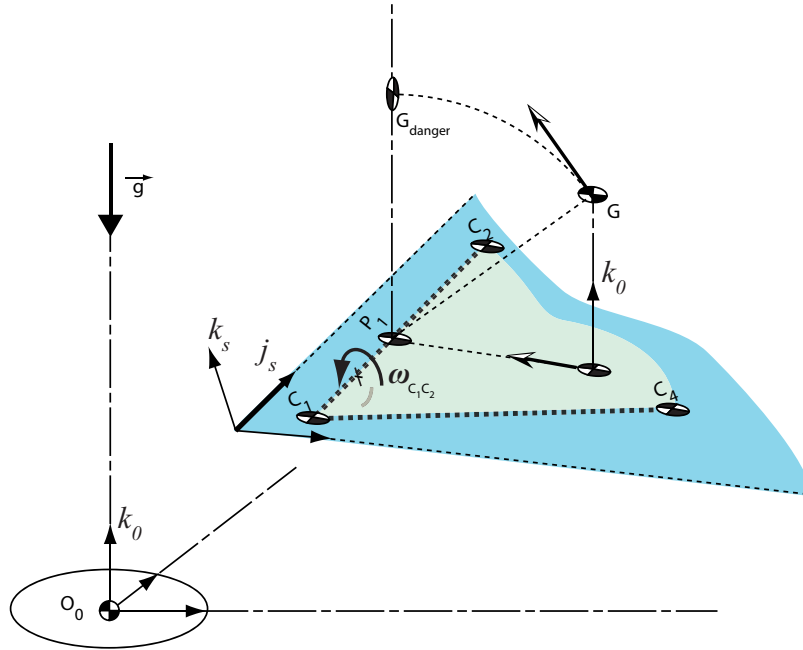


FIGURE 3.13 – Critère de tendance au renversement. Deux segments du C_1C_2 et C_1C_4 .

Le repère de calcul lié au sol est défini comme $R_s([O_s, (\vec{i}_s, \vec{j}_s, \vec{n}_s)])$. Le point O_s est un point au sol et le vecteur \vec{j}_s du repère R_s est défini de façon suivante :

$$\vec{j}_s = \frac{\overrightarrow{C_1C_2}}{\|\overrightarrow{C_1C_2}\|}. \quad (3.28)$$

Une rotation positive autour de ce vecteur implique que le CDG se dirige vers le sol. Alors, la normale au plan du sol \vec{n}_s est définie comme :

$$\vec{n}_s = \frac{\vec{j}_s \wedge \overrightarrow{C_4 C_1}}{\|\vec{j}_s \wedge \overrightarrow{C_4 C_1}\|} \quad (3.29)$$

Le dernier vecteur de la base orthonormée directe est ainsi défini comme $\vec{i}_s = \vec{j}_s \wedge \vec{n}_s$. Notons $\overrightarrow{\Omega_{B_I/B_s}}$ comme étant la vitesse de rotation de la base associée au véhicule B_I par rapport à la base liée au sol B_s . Alors, la vitesse de rotation du véhicule par rapport au segment $C_1 C_2$ s'exprime par :

$$\overrightarrow{\omega_{C_1 C_2}} = \overrightarrow{\Omega_{B_I/B_s}} \wedge \vec{j}_s \quad (3.30)$$

En appliquant la composition des vitesses de rotation, on sait que la vitesse de rotation (sans considérer le cap) $\overrightarrow{\Omega_{B_I/B_s}}$ peut être décomposée en 2 parties :

$$\overrightarrow{\Omega_{B_I/B_s}} = \overrightarrow{\Omega_{B_I/B_1}} - \overrightarrow{\Omega_{B_s/B_1}}. \quad (3.31)$$

La première partie $\overrightarrow{\Omega_{B_I/B_1}}$ correspond à la vitesse de rotation du véhicule dans le repère monde et la seconde $\overrightarrow{\Omega_{B_s/B_1}}$ est la vitesse de rotation du sol (le modèle plan que nous venons de définir) dans le repère monde. On ne considère pas le cap dans cette situation. L'hypothèse d'un sol qui varie lentement par rapport au monde implique que $\overrightarrow{\Omega_{B_s/B_1}} \approx \vec{0}$. Ceci permet alors de déduire :

$$\overrightarrow{\omega_{C_1 C_2}} \approx \overrightarrow{\Omega_{B_I/B_1}} \wedge \vec{j}_s \quad (3.32)$$

Or, la vitesse de rotation du véhicule par rapport au repère monde est mesurée par les gyromètres des centrales inertiellles embarquées à bord du véhicule comme présenté dans la section 4.1.1.3. En utilisant les mesures du gyromètre, l'équation (4.5) donne alors la vitesse de rotation $\overrightarrow{\Omega_{B_I/B_0}|_{B_I}}$ et de l'équation (4.6), on peut en déduire la relation pour la vitesse de rotation de la base associée au véhicule B_I par rapport à la base liée au sol B_1 (sans cap) comme :

$$\overrightarrow{\Omega_{B_I/B_1}} = \begin{bmatrix} \dot{\alpha}_x \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}_{B_I} + [T_{I \leftarrow 2}] \begin{bmatrix} 0 \\ \dot{\alpha}_y \\ 0 \end{bmatrix}_{B_2} = \begin{bmatrix} \dot{\alpha}_x \\ \dot{\alpha}_y C(\alpha_x) \\ \dot{\alpha}_y S(\alpha_x) \end{bmatrix}_{B_I} \quad (3.33)$$

On a alors, en fonction des mesures et de la connaissance de l'orientation de la base :

$$\overrightarrow{\Omega_{B_I/B_1}} = \begin{bmatrix} p - \frac{r}{C(\alpha_x)} + (qC(\alpha_x) + rS(\alpha_x)) \tan(\alpha_x) \tan(\alpha_y) \\ (qC(\alpha_x) + rS(\alpha_x)) C(\alpha_x) \\ (qC(\alpha_x) + rS(\alpha_x)) S(\alpha_x) \end{bmatrix}_{B_I} \quad (3.34)$$

En utilisant les résultats présentés dans la section 2.2.4, nous connaissons les 4 segments du polygone de sustentation. En notant $\overrightarrow{C_1 C_2}$ un axe de renversement possible, le critère de la tendance au renversement par rapport à $\overrightarrow{C_1 C_2}$ est proposé comme :

$$\overrightarrow{\omega_{C_1 C_2}} = \overrightarrow{\Omega_{B_I/B_1}} \cdot \frac{\overrightarrow{C_1 C_2}}{\|\overrightarrow{C_1 C_2}\|} \quad (3.35)$$

Un indicateur de tendance au renversement est alors défini par :

- Si $\overrightarrow{\omega_{C_1C_2}} > 0$, la vitesse de rotation est orientée vers l'intérieur du véhicule par rapport à l'axe de renversement $\overrightarrow{C_1C_2}$, alors le véhicule a tendance à se stabiliser.
- Si $\overrightarrow{\omega_{C_1C_2}} < 0$, la vitesse de rotation est orientée vers l'extérieur du véhicule par rapport à l'axe de renversement $\overrightarrow{C_1C_2}$, alors le véhicule a tendance à se renverser de ce côté.

3.2.2 TTR

En utilisant le critère de tendance de renversement proposé dans la section précédente, on est capable de connaître une vitesse du centre de gravité du véhicule autour du segment (C_iC_j) du polygone de sustentation. L'idée est ici de donner une information numérique par laquelle on indique la durée jusqu'au risque de renversement. Dans cet objectif, on propose d'un critère de stabilité nommé TTR (Time To Rollover) afin de calculer le temps restant avant renversement.

Considérons la vitesse de rotation du CDG par rapport à un segment du polygone de sustentation (Fig. 3.14). Il est alors possible de calculer la décomposition de la vitesse, c'est-à-dire, la vitesse tangentielle du CDG et la vitesse linéaire (v_4) suivant la direction qui est parallèle au polygone de sustentation.

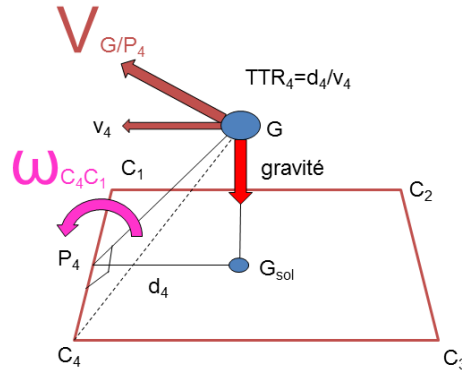


FIGURE 3.14 – La vitesse rotation du CDG $\omega_{C_1C_4}$ par rapport au segment C_1C_4 du polygone de sustentation. La vitesse linéaire du CDG ainsi sa composition. La distance entre la projection du CDG au sol avec le segment C_1C_4

En utilisant la géométrie et la position des points de contact roue/sol, on peut connaître la distance (d_4) entre la projection du CDG (au plan du sol construit par les points de contact) et un axe de renversement. Le temps restant pour que le CDG arrive à la position critique sous l'hypothèse que le véhicule roule à une vitesse constante, définit le critère TTR :

$$TTR_4 = \frac{d_4}{v_4}. \quad (3.36)$$

Cette information étant le temps restant avant que le CDG passe la verticale du segment considéré. Sachant que dans l'indicateur 1 du ZMP (présentée dans la section. 3.1.6), la position du ZMP est calculée en ne prenant en compte que l'effet de la gravité. La position du ZMP est alors confondue avec la projection du CDG au sol (dans cette situation). Ce

critère TTR peut alors être considéré comme la prédiction du temps avant renversement de l'indicateur 1 du ZMP obtenu sous l'hypothèse de la constance de la vitesse, des angles de pente et de dévers du sol.

3.2.3 Prédiction de la position du ZMP

Connaissant l'expression de la position du ZMP (l'équation 3.16 par exemple), il est possible d'exprimer la vitesse du ZMP en utilisant la dérivation de cette équation. On a l'équation (3.16) sous la forme suivante :

$$\begin{aligned} \overrightarrow{\hat{\tau}_{p2}} &= [T_{s \leftarrow I}]([\mathcal{I}_{G,\Sigma}][\frac{d}{dt}\overrightarrow{\Omega_{B_I/B_0}}] \\ &+ \overrightarrow{\Omega_{B_I/B_0}} \wedge [\mathcal{I}_{G,\Sigma}]\overrightarrow{\Omega_{B_I/B_0}} \\ &+ O_{ZMP}\overrightarrow{G} \wedge (m\overrightarrow{\Gamma_{G \in \Sigma/R_0}} - m\vec{g})) \end{aligned} \quad (3.37)$$

La dérivation de cette équation dans la base B_s donne :

$$\begin{aligned} [\frac{d}{dt}\overrightarrow{\hat{\tau}_{p2}}]_{B_s} &= [T_{s \leftarrow I}](\frac{d^2}{dt^2}\overrightarrow{\Omega_{B_I/B_0}})_{B_I} + [\frac{d}{dt}\overrightarrow{\Omega_{B_I/B_0}}]_{B_I} \wedge [\mathcal{I}_{G,\Sigma}]\overrightarrow{\Omega_{B_I/B_0}} \\ &+ \overrightarrow{\Omega_{B_I/B_0}} \wedge [\mathcal{I}_{G,\Sigma}][\frac{d}{dt}\overrightarrow{\Omega_{B_I/B_0}}]_{B_I} + O_{ZMP}\overrightarrow{G} \wedge m(\overrightarrow{\Gamma_{G \in \Sigma/R_0}} - \vec{g}) \\ &+ O_{ZMP}\overrightarrow{G} \wedge m([\frac{d}{dt}(\overrightarrow{\Gamma_{G \in \Sigma/R_0}} - \vec{g})]_{B_I}) + \overrightarrow{\Omega_{B_s/B_I}} \wedge [T_{s \leftarrow I}](\frac{d}{dt}\overrightarrow{\Omega_{B_I/B_0}}) \\ &+ \overrightarrow{\Omega_{B_I/B_0}} \wedge [\mathcal{I}_{G,\Sigma}]\overrightarrow{\Omega_{B_I/B_0}} + O_{ZMP}\overrightarrow{G} \wedge (m\overrightarrow{\Gamma_{G \in \Sigma/R_0}} - m\vec{g})) \end{aligned} \quad (3.38)$$

On note (3.39) la vitesse de ZMP dans la base véhicule.

$$\overrightarrow{\dot{GO}_{zmp}} = \begin{bmatrix} \dot{x}_{zmp} \\ \dot{y}_{zmp} \\ \dot{z}_{zmp} \end{bmatrix}_{B_I} \quad (3.39)$$

On sait que $\overrightarrow{\hat{\tau}_{p2}}$ est sous la forme : $\overrightarrow{\hat{\tau}_{p2}} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ \dots \end{bmatrix}$, la dérivation annule toujours les deux premières composantes. L'équation 3.38 devient :

$$\begin{aligned} \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ \dots \end{bmatrix} &= [T_{s \leftarrow I}](\frac{d^2}{dt^2}\overrightarrow{\Omega_{B_I/B_0}}) \\ &+ [\frac{d}{dt}\overrightarrow{\Omega_{B_I/B_0}}] \wedge [\mathcal{I}_{G,\Sigma}]\overrightarrow{\Omega_{B_I/B_0}} + \overrightarrow{\Omega_{B_I/B_0}} \wedge [\mathcal{I}_{G,\Sigma}][\frac{d}{dt}\overrightarrow{\Omega_{B_I/B_0}}] \\ &+ \begin{bmatrix} -x_{zmp} \\ -y_{zmp} \\ -z_{zmp} \end{bmatrix} \wedge m(\overrightarrow{\Gamma_{G \in \Sigma/R_0}} - \vec{g}) + \begin{bmatrix} -x_{zmp} \\ -y_{zmp} \\ -z_{zmp} \end{bmatrix} \wedge m([\frac{d}{dt}\overrightarrow{\Gamma_{G \in \Sigma/R_0}}] - [\frac{d}{dt}\vec{g}]) \\ &+ \overrightarrow{\Omega_{B_I/B_0}} \wedge \overrightarrow{\hat{\tau}_{p2}} \end{aligned} \quad (3.40)$$

La nullité des deux premières composantes donne 2 équations pour calculer le vecteur de la vitesse du ZMP qui a 3 composantes. La troisième équation s'obtient en écrivant que la vitesse du ZMP est dans le plan terrain². Il vient :

$$[\vec{n}_{\mathbb{P}}]_{B_s} \bullet \overrightarrow{GO_{zmp}}|_{B_s} = 0. \quad (3.41)$$

En utilisant les 2 équations déduites par l'expression 3.40 et l'équation 3.41, il est alors possible de calculer les 3 composantes du vecteur de la vitesse du ZMP. En utilisant la distance relative du ZMP et le polygone de sustentation, il est alors possible de prédire le temps restant pour que le ZMP arrive sur la frontière du polygone de sustentation en gardant l'état actuel.

2. tout du moins le plan dans lequel est défini le ZMP

3.3 Conclusion

Dans ce chapitre, on a présenté la définition et l'estimation de la position du ZMP qui est le critère de stabilité utilisé pour construire les indicateurs du risque de renversement. L'estimation de la position du ZMP est calculée en appliquant le principe fondamental de la dynamique (PFD) au mouvement du véhicule. Selon les mesures disponibles sur le véhicule, il est possible de proposer différentes versions/approximations du ZMP.

Les 2 indicateurs de non renversement liés au ZMP sont proposés en analysant la position du ZMP par rapport à un polygone de sustentation. Ce dernier est estimé en utilisant la méthode proposée au chapitre 2. Du fait de la difficulté d'obtenir le point de contact expérimentalement, on a proposé une méthode destinée à localiser le point de contact ou la zone de contact possible qui permet ensuite de construire le polygone de sustentation selon différentes situations. Dans le cas d'une surface de roulement plane et indéformable, le polygone de sustentation est traditionnellement un plan avec 4 points de contact coplanaires. Dans le cas tout-terrain où les 4 zones de contact pneu/sol ne sont ni coplanaires, ni ponctuelles, les polygones de sustentation possibles appartiennent à une enveloppe bornée par des polygones de sustentation minimaux/intérieurs et maximaux/extérieurs. Ces derniers permettent d'évaluer le degré du danger du véhicule.

Un exemple de simulation a permis d'illustrer les résultats obtenus en utilisant les indicateurs proposés. En ce qui concerne les différentes version du ZMP dans une situation telle que présentée dans la section 3.1.9.3, il est préférable d'utiliser l'indicateur 1 parce qu'il nécessite beaucoup moins de mesures et que son évolution est peu différente de celle de l'indicateur 2 (table. 3.1). En raison du coût et de la difficulté de l'installation de nouveaux capteurs, ceci est un point positif.

	ZMP 1	ZMP 2	TTR	Tendance de renversement
Connaissances nécessaires	Attitude Polygone	Attitude Polygone 3 accélérations 3 Vitesses de rotation	Attitude Polygone 3 Vitesses de rotation	Attitude Polygone 3 Vitesses de rotation

TABLE 3.1 – Les connaissances nécessaires pour les métriques utilisées

Deux critères prédictifs (tendance de renversement et TTR) sont proposés dans le même objectif. On a montré que le TTR peut être considéré comme la prédiction de l'indicateur 1 du ZMP utilisé (parce qu'il ne prend en compte que l'effet de la gravité dans son calcul). Ceci permet non seulement d'indiquer le côté le plus dangereux mais aussi de calculer une prédiction du temps restant avant une mise en danger. Les exemples des résultats obtenus pour ce critère seront détaillés dans le chapitre suivant.

Finalement, une méthode de la prédiction de l'indicateur 2 du ZMP est également proposée en utilisant un dérivateur numérique. Ceci permet d'avoir également une prédiction de la situation de danger diagnostiquée par l'indicateur 2 du ZMP.

CHAPITRE 4

Résultats

Chapitre IV

Ce chapitre est consacré aux résultats expérimentaux obtenus à partir d'essais réels et simulés. Les instrumentations utilisées afin de récupérer les données dans les essais réels sont présentées dans un premier temps. Un plan d'expérience est défini en fonction des situations potentiellement dangereuses puis une comparaison des indicateurs proposés dans le chapitre précédent est réalisée afin de montrer comment fonctionnent les critères dans la réalité. Afin de compléter l'expérimentation par des situations trop dangereuses pour être réellement réalisées, on utilise un simulateur réaliste SCANeR Studio™ dans lequel le tracteur Grégoire G7™ étudié est défini à partir de son modèle de conception en CAO et la carte du terrain d'expérimentation est générée à partir du logiciel Google Maps™. Ces expériences simulées permettent de tester le fonctionnement des indicateurs du risque de renversement dans des scénarios où on atteint voire dépasse les limites du danger. Pour conclure ce chapitre et afin d'étudier la robustesse des indicateurs développés, différentes perturbations sont appliquées sur la commande du tracteur simulé.

Sommaire

4.1	Expérimentations réelles	101
4.1.1	Instrumentation	101
4.1.1.1	Masse du véhicule	102
4.1.1.2	Positionnement dans l'espace 3D	103
4.1.1.3	Centrales inertielles	103
4.1.1.4	Configuration interne, longueur des vérins	104
4.1.1.5	Radar Doppler	104
4.1.1.6	Bus CAN	104
4.1.1.7	Estimation de l'attitude	104
4.1.1.8	Estimation de l'angle de lacet	106
4.1.2	Essais réalisés	107
4.1.3	Résultats obtenus	108
4.1.3.1	Essai en dévers et en position basse	108
4.1.3.2	Essai en pente et en position haute	110
4.1.4	Conclusions sur les résultats expérimentaux	112
4.2	Expérimentations en simulation	115
4.2.1	Présentation du simulateur SCANeR Studio	115
4.2.2	Synthèse des métriques utilisées	116
4.2.3	Présentation des simulations	116
4.2.3.1	Structuration des essais	117

4.2.3.2	Scénarios définis	118
4.2.4	Résultats des simulations	119
4.2.4.1	Demi-tour	119
4.2.4.2	Dévalement	123
4.2.4.3	Virage sur route	126
4.2.4.4	Conclusion sur les critères sans perturbation	128
4.2.5	Robustesse des diagnostics par rapport à des perturbations sur la commande	128
4.2.5.1	Robustesse aux perturbations de la commande de braquage	131
4.2.5.2	Perturbations du profil de vitesse	132
4.2.5.3	Perturbations simultanées des commandes de braquage et de vitesse	132
4.2.5.4	Conclusion sur l'effet des perturbations sur les critères	132
4.2.6	Conclusions sur les résultats des simulations	134
4.3	Conclusion	135

4.1 Expérimentations réelles



FIGURE 4.1 – Le tracteur G7 GREGOIRE dans le champ.

Afin de connaître les domaines d'évolution des différentes variables et paramètres, une campagne d'expérimentations a été organisée en Juillet 2011 à Cognac. Ces essais ont été effectués avec le véhicule GREGOIRE G7TM (Fig. 4.1) équipé des instrumentations nécessaires afin de récupérer les données. Les essais ont exploré différentes conditions d'essai telles que l'adhérence (sol humide, sec etc.), les vitesses de travail, les variations du terrain (pente, dévers, demi-tour etc.). L'instrumentation et les essais ont duré 3 jours. Ils ont été coordonnés par IRSTEA.

4.1.1 Instrumentation

Le tracteur vendangeur G7-240TM construit par la société GREGOIRE a été développé pour offrir une manœuvrabilité maximale dans les fourrières ou lors d'opérations dans des vignes de petites tailles. Ainsi, la voie a été optimisée et le système de direction permet des angles de braquage de $80[^\circ]$. Le rayon de courbure minimal est de $2.5[m]$. Afin de limiter les phénomènes de glissement et augmenter les capacités de franchissement en pente, le tracteur est équipé de la transmission hydraulique Twin-LockTM de POCLAIN HYDRAULICS. Par rapport à ce tracteur de série, de nombreux capteurs ont été ajoutés dans l'objectif de récupérer les données expérimentales nécessaires à l'expérimentation des métriques développées dans le projet ActisurTT.



FIGURE 4.2 – Le tracteur G7 GREGOIRE et son instrumentation.

4.1.1.1 Masse du véhicule

La machine utilisée est pourvue de 2 bennes symétriques sur l'arrière du véhicule (Fig.4.3) Elle pèse 9 500 kg à vide.



FIGURE 4.3 – Tracteur G7 GREGOIRE à vide.

La charge du véhicule peut atteindre dans chaque benne 1 tonne au maximum. Pendant l'expérimentation, on a pu charger le véhicule en remplissant les bennes avec de l'eau comme illustré sur la Fig. 4.4. On a réalisé des essais avec 2 charges :

1. demi-charge : environ 500 *kg* d'eau dans chaque benne,
2. pleine-charge : environ 1 tonne d'eau dans chaque benne.



FIGURE 4.4 – Remplissage des bennes du tracteur G7 GREGOIRE pour réaliser des essais avec charge.

4.1.1.2 Positionnement dans l'espace 3D

Un récepteur GPS RTK ProFlex 500 de marque Magellan a été installé afin d'obtenir la position 3D du véhicule. Sa fréquence d'acquisition est de 20Hz. Le repère lié au châssis a été choisi comme illustré sur la partie gauche de la Fig. 4.5. Les antennes utilisées sont installées sur le côté du champ et sur le tracteur (Fig.4.5 à droite) :

- une station de base fixée dans le champ qui peut être considérée comme l'origine du référentiel de travail,
- une station mobile installée au-dessus et à la verticale du centre de l'essieu arrière du véhicule. Sa position dans le repère du véhicule : est $P_{\text{antenne}} = [-400, -1340, 3590]^t (mm)$.

Cette installation permet de mesurer la position du récepteur lié au véhicule par rapport au repère du monde dont l'origine est le récepteur en bord de champ.

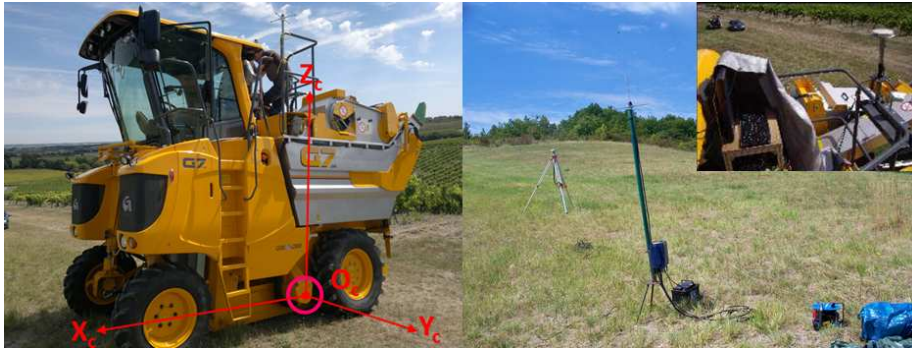


FIGURE 4.5 – Le repère lié au châssis (gauche) et à droite, l'antenne fixée au véhicule et celle posée au bord du champ.

4.1.1.3 Centrales inertielle

Deux centrales inertielle ont été installées sur le véhicule. Elles sont a priori redondantes mais permettent d'obtenir des mesures de précisions différentes. Cet équipement permet de choisir entre des matériels de coûts différents. Ce sont :

1. une centrale inertielle MTi (Xsens) (à gauche de la Fig. 4.6) installée sur le bord gauche de la cabine avec la position d'installation $P_{Xsens} = [1940, -760, 1645]^t (mm)$. Sa fréquence d'acquisition est de 50 Hz,
2. une centrale inertielle FSAS-E-EI (IMAR) (à droite de la Fig. 4.6) installée sur le bord droit de la cabine avec la position d'installation $P_{IMAR} = [1695, -300, 1715]^t (mm)$. Sa fréquence d'acquisition est de 100 Hz.

Les précisions de chacune de ces centrales sont 0,008 (resp. 0,0196) m/s^2 pour Xsens (resp. IMAR) pour ce qui concerne les mesures d'accélération et 0,34 (resp. 0,75) $^\circ/s$ pour ce qui concerne les gyromètres de la station Xsens (resp. IMAR).

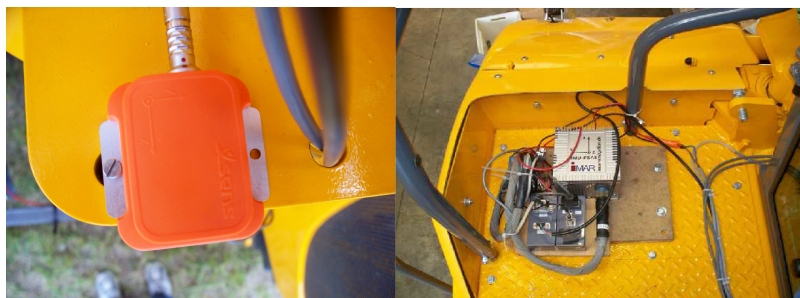


FIGURE 4.6 – La centrale inertielle Xsens(à gauche) et IMAR(à droite).

4.1.1.4 Configuration interne, longueur des vérins

Afin d’avoir les informations concernant les longueurs des vérins qui permettent de reconfigurer le véhicule, 4 capteurs à câble (fréquence d’acquisition de 20 Hz) sont installés sur chacun des 4 vérins avant et arrière (cf. Fig. 4.7). Ils délivrent une tension (en Volt) proportionnelle à la longueur du câble. Ces mesures sont ensuite interprétées comme des longueurs (en *mm*). La configuration interne dépend de la longueur de chaque vérin. Le véhicule dispose de 2 configurations extrêmes :

- La position basse (Fig.4.8 gauche) correspond à la situation où tous les vérins sont rentrés.
- La position haute (Fig.4.8 droite) correspond à la situation où tous les vérins sont sortis et en butée (60 *cm* maximal pour les vérins sortis).

4.1.1.5 Radar Doppler

La Fig. 4.9 montre le radar Doppler DRS 1000 (fréquence d’acquisition de 20 Hz) installé à l’avant du véhicule dans la position $P_{Doppler} = [2070, -1300, 720]^t (mm)$. L’angle d’inclinaison est de $44,7^\circ$ par rapport au repère lié au véhicule. Ce capteur donne alors la vitesse linéaire d’un point sur le sol par rapport au châssis.

4.1.1.6 Bus CAN

Le tracteur G7 dispose d’un bus CAN (Controller Area Network) dont la fréquence d’acquisition est de 20 Hz. Sur ce bus circulent toutes les informations utiles et en particulier les pressions dans les vérins, la pression à la sortie de la pompe, la commande du volant, les données odométriques etc...

4.1.1.7 Estimation de l’attitude

Pour calculer la position du ZMP, il est nécessaire de connaître l’attitude complète du véhicule pendant la trajectoire (cf. 4.2), notamment pour l’estimation du polygone de sustentation du véhicule. Par exemple, Dans le cas de notre véhicule, pour passer du repère



FIGURE 4.7 – Le potentiomètre à câble installé sur le vérin avant gauche (image à gauche) et celui installé sur le vérin arrière droit (image à droite).



FIGURE 4.8 – Configurations internes extrêmes : position basse (à gauche) et position haute (à droite).



FIGURE 4.9 – Le radar Doppler installé.

inertiel au repère monde, les trois rotations successives sont nécessaires :

$$\begin{aligned} [T_{0 \leftarrow I}] &= \begin{matrix} [T_{0 \leftarrow 1}] & [T_{1 \leftarrow 2}] & [T_{2 \leftarrow I}] \\ \alpha_z \odot \vec{z}_1 & \alpha_y \odot \vec{y}_2 & \alpha_x \odot \vec{x}_I \end{matrix} \end{aligned} \quad (4.1)$$

Dans le cas de l'expérimentation réel, on propose d'utiliser la méthode suivante afin d'obtenir une estimation de l'attitude et de l'angle de lacet du véhicule.

Afin de déterminer l'attitude du repère du véhicule dans le repère du monde, il est possible d'utiliser les accéléromètres des centrales inertielles (montées de manière à ce que leurs bases de projections soient parallèles à la base inertielle B_I) et le fait qu'ils mesurent l'accélération de la pesanteur projetée dans leur propre repère (4.2). On devra faire l'hypothèse importante que l'unique accélération subie par les centrales inertielles est celle de la gravité. On considérera cette hypothèse acceptable lorsque le véhicule subit une dynamique faible.

$$\vec{g} = (0 \ 0 \ -g)_{B_0}^T = [T_{0 \leftarrow I}](g_{xI} \ g_{yI} \ g_{zI})_{B_I}^T \quad (4.2)$$

Cette instrumentation permet de déterminer les deux rotations angulaires α_x et α_y de l'équation (4.1).

$$\alpha_x = -\text{atan}(g_{yI}/g_{zI}) \quad (4.3)$$

$$\alpha_y = \text{atan}\left(\frac{g_{xI}}{g_{zI}\cos(\alpha_x) - g_{yI}\sin(\alpha_x)}\right) \quad (4.4)$$

4.1.1.8 Estimation de l'angle de lacet

Afin de déterminer le cap du véhicule dans le repère du monde, les mesures du gyromètre sont disponibles.

Sachant que le gyromètre, les trois vitesses de rotation (p , q et r) dans la base du véhicule de la manière suivante :

$$\overrightarrow{\Omega}_{B_I/B_0} = \begin{bmatrix} \dot{\alpha}_x \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}_{B_I} + [T_{I \leftarrow 2}] \begin{bmatrix} 0 \\ \dot{\alpha}_y \\ 0 \end{bmatrix}_{B_2} + [T_{I \leftarrow 1}] \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ \dot{\alpha}_z \end{bmatrix}_{B_1} = \begin{bmatrix} p \\ q \\ r \end{bmatrix}_{B_I} \quad (4.5)$$

On en déduit :

$$\begin{aligned} \dot{\alpha}_y &= qC(\alpha_x) + rS(\alpha_x) \\ \dot{\alpha}_z &= \frac{r - \dot{\alpha}_y S(\alpha_x)}{C(\alpha_y)C(\alpha_x)} \\ \dot{\alpha}_x &= \frac{r - (qC(\alpha_x) + rS(\alpha_x))S(\alpha_x)}{C(\alpha_y)C(\alpha_x)} \end{aligned} \quad (4.6)$$

A partir de l'équation (4.6), il est possible d'obtenir l'angle du cap par l'intégration de la vitesse de rotation $\dot{\alpha}_z$. Une initialisation est également faite afin d'enlever l'angle initiale calculée.

4.1.2 Essais réalisés

Les essais ont eu lieu dans un champ situé à côté de Cognac (Charente) en collaboration avec la société GRÉGOIRE qui est partenaire du projet fabriquant de la machine à vendanger. La photo aérienne du terrain est sur la Fig. 4.10.



FIGURE 4.10 – Le champs utilisé pour les expérimentations (Google Maps).

Les trajectoires correspondantes aux scénarios étudiés sont définies de la façon suivante :

1. Essai en pente : trajet aller/retour dans la ligne de plus grande pente (Fig.4.11 (a)).
2. Essai en dévers : trajet aller/retour dans la perpendiculaire à la ligne de plus grande pente (dévers) (Fig.4.11 (b)).
3. Essai mixte : trajet aller/retour en travers de la pente (Fig.4.11 (c)).
4. Essai en virage : trajet en virage ou demi-tour dans la pente (Fig.4.11 (d)).

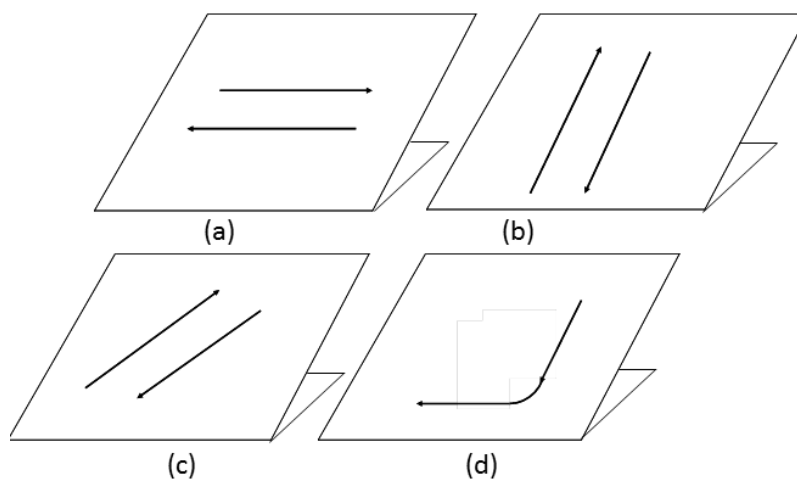


FIGURE 4.11 – Les trajectoires principales réalisées.

Les expérimentations ont été réalisées en considérant diverses variations de paramètres sur chaque type d'essai (table. 4.1).

Charge	Positions des vérins	Correction de dévers	Vitesse	Adhérence
Vide	Basse	On	Basse (3,5 km/h)	Sec
Demi-charge / Pleine charge	Haute	Off	Haute (8 km/h)	Humide

TABLE 4.1 – Les variations de paramètres considérées dans les expérimentations

4.1.3 Résultats obtenus

Dans le but d'évaluer les deux estimateurs de ZMP (détaillé dans les sections 3.1.6 et 3.1.7) et les critères proposés (cf 3.2.1 et 3.2.2), les données de deux essais menés sur le tracteur vendangeur sont utilisées. Sur la Fig. 4.12 est représenté le terrain modélisé (bleu clair) ainsi que les trajectoires réalisées par le véhicule (bleu foncé) en dévers et dans la pente.

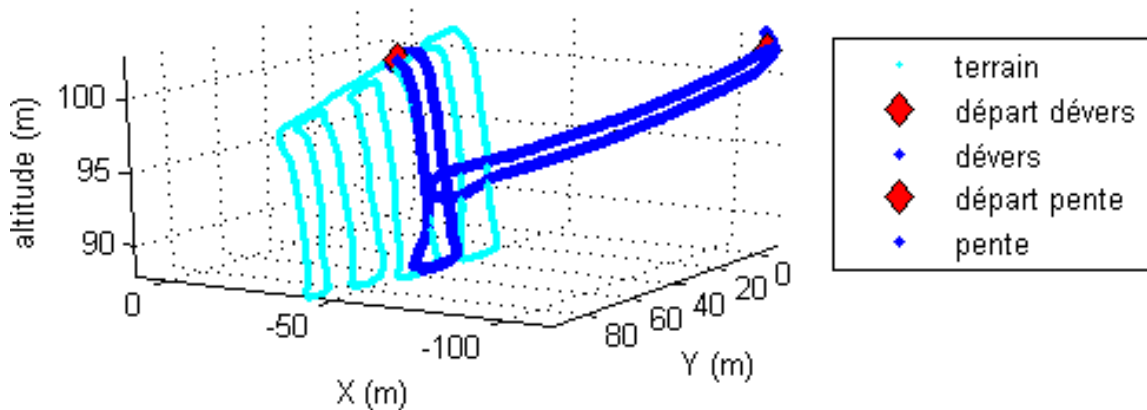


FIGURE 4.12 – Trajectoires réalisées lors des expérimentations.

4.1.3.1 Essai en dévers et en position basse

Le premier essai correspond à une évolution de la machine perpendiculairement à la pente du champ (Fig.4.13) avec une vitesse basse.

Le trajet est réalisé avec les vérins rentrés.

Afin d'indiquer la zone de dangerosité, on calcule la distance du point ZMP avec les frontières du polygone de sustentation D_k . La zone la plus dangereuse pour le véhicule est déterminée par la valeur la plus faible du critère. On obtient ainsi l'axe le plus sollicité.

Les deux première lignes de la Fig. 4.14 montrent l'évolution des deux estimateurs en utilisant le critère de la distance D_k . On retrouve dans ces deux indicateurs la trace des mouvements du véhicule qui démarre en dévers avec le côté gauche vers le bas puis effectue

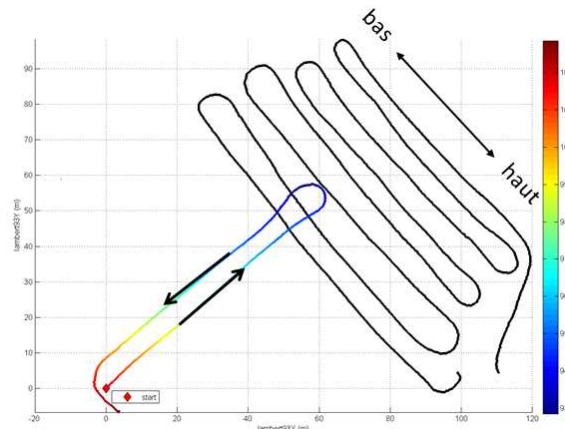


FIGURE 4.13 – Trajectoire réalisée en dévers.

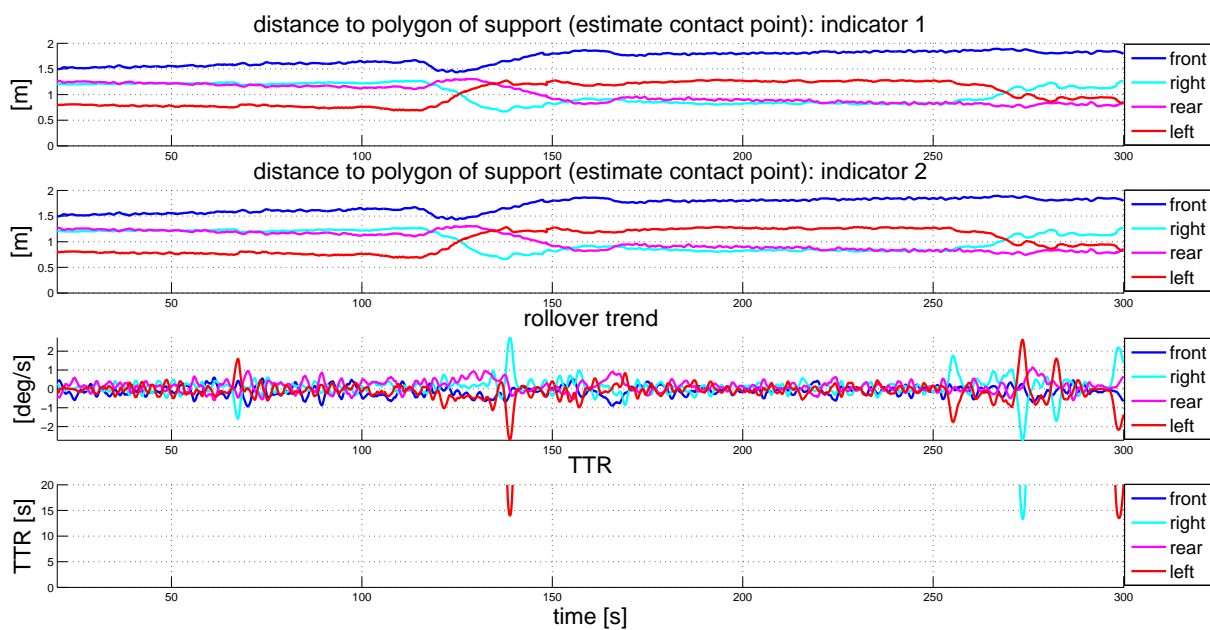


FIGURE 4.14 – Les résultats obtenus des 4 indicateurs lors d'un scénario en dévers et en position basse sans renversement (Fig. 4.13). Chaque sous-figure représente les critères par rapport à chacun des côtés du polygone de sustentation minimal calculé selon la méthode décrite au chapitre. 3. Le graphique du haut représente le critère de distance ZMP tel que décrit à la section. 3.1.6. Le second graphique représente le second indicateur du ZMP (section. 3.1.7). Le troisième représente ensuite la valeur de la vitesse de rotation autour du segment considéré (section. 3.2.1). Le dernier graphique indique le temps avant renversement (présenté dans la section. 3.2.2).

1 demi-tour. On observe alors le changement du côté le plus dangereux. On obtient que le côté gauche est le côté le plus dangereux à l'aller ($t \in [10; 110]$) et le côté droit au retour ($t \in [150; 250]$). Le virage a lieu autour de $t = 120$. Or, le véhicule est dans un état quasi-statique à cause de la faible vitesse de travail. Ceci est la raison pour laquelle on obtient quasiment la même chose sur les deux versions d'indicateur basées sur ZMP.

En complément, la Fig. 4.15 donne le résultat pour les 2 critères basés sur le ZMP en utilisant le critère de la distance normalisée dr_i (cf. section. 3.1.8.2). La distance calculée entre la position du ZMP et le polygone de sustentation est normalisée par une distance de référence et donne des valeurs sans dimension centrées sur 1. Ceci permet une compréhension facile pour la situation actuelle du véhicule. Toutefois, l'utilisation de la distance normalisée augmente le niveau de la dangerosité des côtés avant et arrière car on considère le polygone de sustentation comme étant carré, ce qui n'est pas le cas.

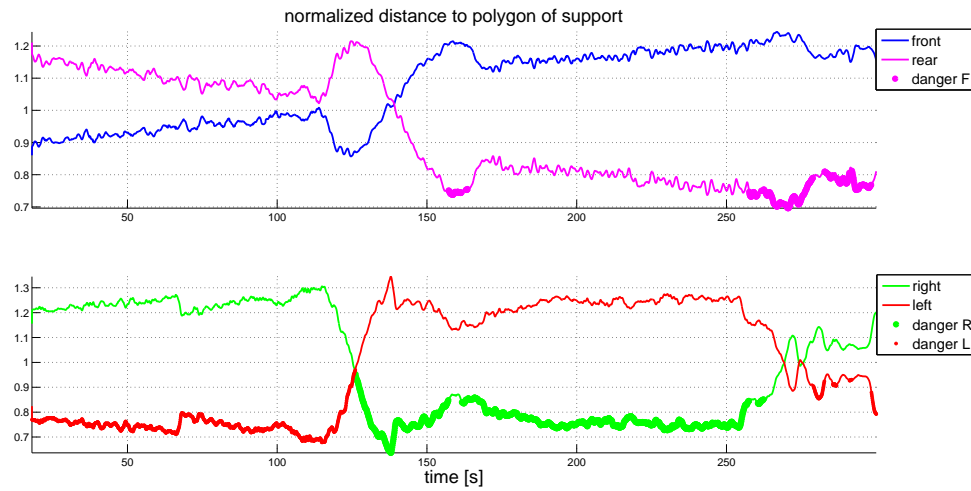


FIGURE 4.15 – Indicateur de la zone de dangerosité avec le critère de la distance normalisée dr_i en utilisant les données de l'essai en pente.

Une autre représentation de la dangerosité est faite sur la Fig. 4.16. Elle permet de voir directement l'axe le plus sollicité.

Pour les deux critères proposés (les deux dernières lignes), on peut constater le côté le plus dangereux par le critère de la tendance de renversement (en utilisant la vitesse la plus négative). Or, cet essai réel n'est pas très sollicitant, on ne voit donc quasiment pas de situation danger à partir du TTR. Si ce n'est la remis en route à l'issu du virage.

4.1.3.2 Essai en pente et en position haute

Afin de voir l'influence des données pour l'évaluation de l'estimateur proposé, un essai dans le sens de la pente est utilisé, tous les vérins étant sortis (Fig. 4.17) et avec une vitesse de travail basse.

Dans cette situation, on peut constater que les 2 indicateurs basés sur le ZMP sont capables de diagnostiquer les situations dangereuses et la pose du véhicule par rapport

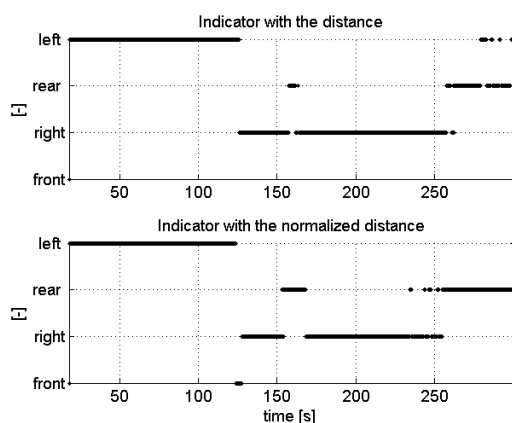


FIGURE 4.16 – Résultats de la zone de dangerosité en utilisant les deux indicateurs, l'indicateur avec le critère de distance est en haut, celui avec la distance normalisée en bas.

au terrain. On obtient dans ce cas que le côté droit est le plus dangereux à l'aller et le côté gauche au retour. Toutefois, les valeurs sont très loin du seuil de danger, ce qui fait qu'on ne trouve pas beaucoup d'alarme par rapport au TTR. Néanmoins, il est à noter que la position haute augmente la hauteur du CDG, donc la vitesse de rotation du CDG est beaucoup plus sollicitant par rapport à l'essai précédent. C'est la raison pour laquelle l'amplitude du critère tendance de renversement est multipliée par 2.

On remarque néanmoins des valeurs légèrement différentes suivant le critère de la distance (normalisée ou non) utilisé (Fig.4.19). Cette représentation a l'avantage d'être plus lisible et compréhensible dans l'objectif de création d'une alerte pour le conducteur.

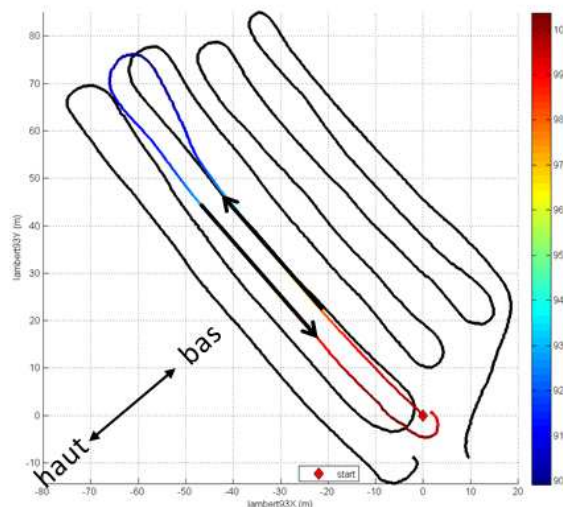


FIGURE 4.17 – Trajectoire réalisée en pente.

4.1.4 Conclusions sur les résultats expérimentaux

Dans cette partie, on a testé les 4 indicateurs de risque proposés en utilisant les données expérimentales. Les expériences réelles permettent de tester les indicateurs proposés dans la situation réelle. A partir des résultats obtenus, on peut conclure qu'ils donnent une valeur indicative correcte et qu'il permettent d'indiquer le côté le plus dangereux. Les deux critères basés sur le ZMP ont l'avantage de diagnostiquer les sens réels des mouvements du véhicule et ainsi de donner plus d'informations sur la situation dangereuse.

Les 2 critères de distances utilisés facilitent la construction d'un indicateur du risque de renversement basé sur ZMP. La distance normalisée proposée pourrait avoir l'avantage de fournir un indicateur du risque de renversement plus compréhensible mais ce dernier fonctionnerait comme si le polygone de sustentation était carré et que les risques de renversement latéraux et longitudinaux étaient les mêmes, ce qui n'est pas le cas compte tenu de la géométrie du véhicule (l'empattement d'un véhicule est souvent plus long que sa voie) et de sa cinématique (les contraintes liées au contact roue/sol rendent les mouvements longitudinaux et transversaux très dissemblables).

Cependant, l'expérimentation réelle a été menée en début de projet (juillet 2011) avant d'avoir une idée précise des scénarios qu'on voulait étudier et, quoiqu'il arrive, on ne peut pas demander à un essayeur de risquer sa vie. On ne voit donc pas de situation très dangereuses dans les essais enregistrés. En particulier, on observe bien que les critères de tendance au renversement sont loin des limites. Par exemple, le temps d'avant renversement calculé est toujours très grand.

Notons que le véhicule se déplace doucement (en quasi-statique) durant ces essais. Pour cette raison, on ne voit quasiment aucune différence entre les deux indicateurs basés sur le ZMP, la dynamique étant faible.

L'évolution des critères calculés est réaliste. Leur utilisation dans un système d'alerte d'une situation dangereuse est maintenant possible.

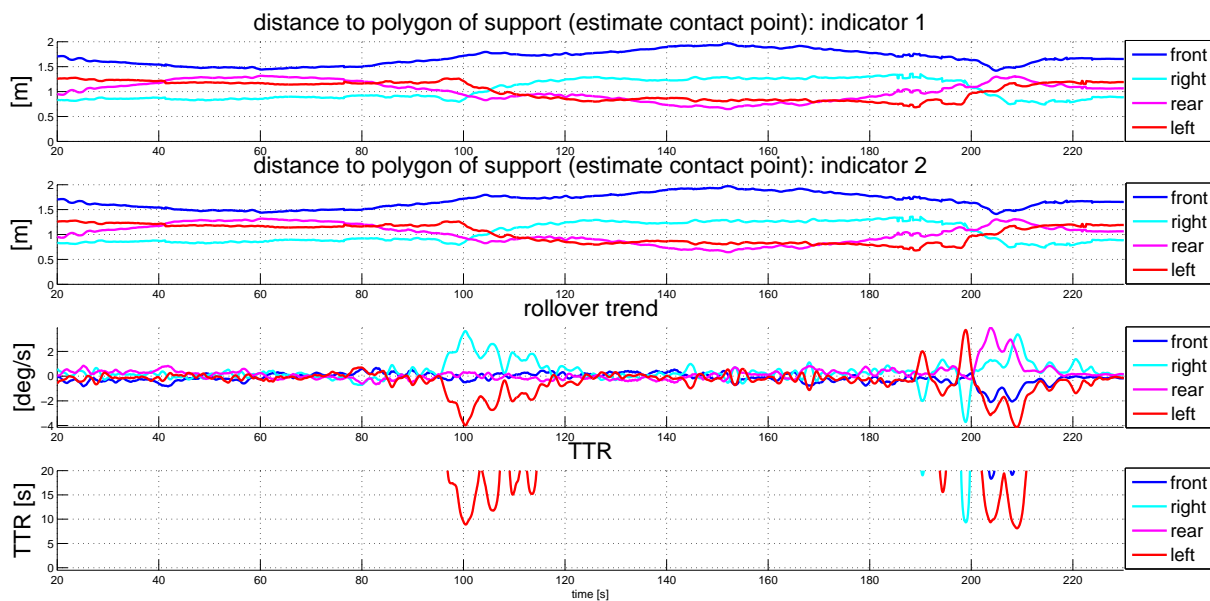


FIGURE 4.18 – Scénario en pente et en position haute sans renversement. Chaque sous-figure représente les critères par rapport à chacun des côtés du polygone de sustentation minimal calculé selon la méthode décrite au chapitre. 3. Le graphique du haut représente le critère de distance ZMP tel que décrit à la section. 3.1.6. Le second graphique représente le second indicateur du ZMP (section. 3.1.7). Le troisième représente ensuite la valeur de la vitesse de rotation autour du segment considéré (section. 3.2.1). Le dernier graphique indique le temps avant renversement (présenté dans la section. 3.2.2).

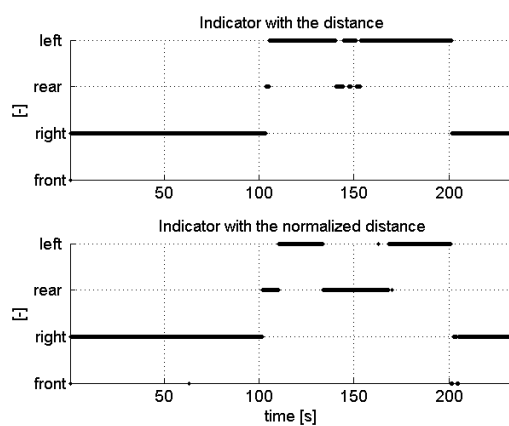


FIGURE 4.19 – Résultats de la zone de dangerosité en utilisant les deux indicateurs (avec les données de l'essai en pente). L'indicateur avec le critère de distance est en haut, celui avec la distance normalisée en bas.

Pour ces raisons, la simulation est utile car, même si un modèle est toujours une approximation, elle permet de s'approcher plus près des situations de danger qui sont l'objet de l'étude.

4.2 Expérimentations en simulation

Dans cette partie, on utilise le simulateur développé par le LSIS en collaboration avec la société Oktal qui travaille en sous-traitance dans le cadre du projet ActiSurTT.

L'expérimentation de métriques dans ce simulateur s'effectue en les programmant sous forme de diagrammes SIMULINKTM qui sont intégrés en cosimulation avec le solveur lié au simulateur Oktal.

Ainsi, on a pu mettre en œuvre et comparer les différentes métriques de risque de renversement développées par les équipes partenaires du projet sur les scénarios retenus. Ces métriques comprenaient non seulement les nôtres (ZMP, TTR etc...) mais aussi celles¹ de l'IRSTEA et de l'institut Pascal de Clermont-Ferrand et LSIS de Marseille. Les résultats de la simulation doivent permettre d'évaluer les performances des différents critères et d'envisager une fusion de leurs résultats s'ils sont complémentaires. L'objectif ultime du projet est en effet d'avoir un seul indicateur qui traite tous les risques de renversement. Ces résultats de simulation sont complémentaires aux essais réels car, même si la représentativité d'un modèle est toujours limitée, ils permettent de réaliser des situations qui ne sont pas facilement expérimentales.

Dans ces simulations, le plan d'expérience doit mettre en évidence l'influence des perturbations sur l'estimation du risque de renversement. Il a été décidé dans la conduite du projet qu'il était pertinent de confronter notre étude à **tous** les scénarios. L'objectif est d'étudier l'estimation du risque de renversement et l'effet des perturbations sur les métriques par rapport à une base expérimentale la plus variée possible afin de faire apparaître d'éventuels dysfonctionnements des algorithmes d'estimation. Enfin, on a comparé les résultats de toutes les métriques développées au cours du projet.

4.2.1 Présentation du simulateur SCANeR Studio

Le simulateur utilisé dans le projet ActiSurTT est développé au LSIS en coopération avec la société d'Oktal qui est l'un des prestataires du projet. L'outil SCANeR Studio, qui fait partie de la suite logicielle SCANeRTM développée par Oktal, est une boîte à outil applicative qui s'interface facilement avec des outils logiciels tels que LabVIEW ou Matlab/Simulink.

SCANeR Studio est une suite logicielle modulaire, ce qui permet de définir indépendamment l'ensemble des données constituant une étude : le véhicule, l'environnement, le conducteur, le scénario simulé, etc. Cette modularité permet aussi d'adapter certaines composantes de la simulation telles que les modèles de motorisation et les caractéristiques cinématiques et dynamiques. Cette souplesse permet d'utiliser des modèles plus ou moins raffinés ou plus ou moins rapides suivant les besoins.

Le simulateur réaliste commun au projet ActiSurTT a été développé notamment à partir des modules de gestion d'éclairage et de dynamique de véhicule issu de la suite logicielle Callas/Prosper. Comme l'illustre la Fig. 4.20, l'affichage du simulateur possède un degré de réalisme élevé. Ce simulateur a été utilisé durant le projet pour l'estimation des métriques indiquant le risque d'instabilité du véhicule dans des situations de conduites complexes et

1. Il s'agit des métriques TCL, FASM et DESM (présenté au chapitre 1)

qui peuvent mener au renversement. L'avantage qu'offre cet outil est de pouvoir construire des situations de conduite réelles grâce aux aspects temps-réel mais aussi de prendre en compte le comportement du conducteur. La possibilité de co-simulation du logiciel avec l'environnement Matlab/Simulink, via une API qui achemine les informations de SCANer vers Simulink et vice-versa, nous a permis d'intégrer des observateurs, des algorithmes d'estimation et d'évaluation de la stabilité du véhicule.

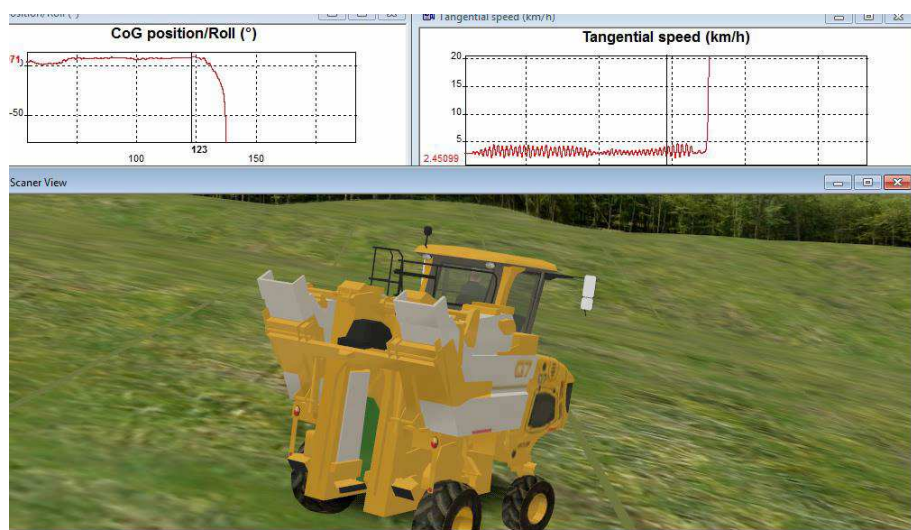


FIGURE 4.20 – Simulation de la vendangeuse G7 sous l'environnement SCANer Studio.

Le modèle Callas/Prosper utilisé pour la simulation du G7-240 est un modèle de connaissance. Ce modèle simule le comportement dynamique non-linéaire du véhicule en 3 dimensions couplées et ceci jusqu'à la limite de contact, c'est-à-dire qu'au delà de cette limite, lorsque le véhicule se renverse, les sorties du modèle divergent.

4.2.2 Synthèse des métriques utilisées

L'ensemble des métriques étudiées et de leurs caractéristiques est donnée dans la table. 4.2. On peut y voir les entrées et les paramètres nécessaires au calcul des critères de stabilité utilisés, les sorties et leurs significations. Pour les expérimentations, on a besoin d'un centrale inertielle ainsi que de divers capteurs décrits dans la section (4.1.1) tels que les potentiomètres et le capteur pour l'angle de braquage. Nous rappelons que les sorties des indicateurs construit sont des niveaux de la dangerosité pour les 4 côtés du véhicule.

4.2.3 Présentation des simulations

Les simulations sont réalisées de façon à représenter les scénarios réels définis. Ces derniers sont des situations courantes relativement dangereuses et accidentogènes. L'idée de ces simulations est de montrer la capacité des métriques à caractériser le risque de renversement dans un ensemble représentatif de situations. En plus, la prise en considération

	ZMP	TTR	Tendance de renversement
Variable nécessaires	Vitesse Angle de braquage Vitesse de lacet Vitesse de roulis et tangage Pente et dévers Posture 3 accélérations	Vitesse Angle de braquage Vitesse de lacet Vitesse de roulis et tangage Pente et dévers Posture 3 accélérations	Vitesse Angle de braquage Vitesse de lacet Vitesse de roulis et tangage Pente et dévers Posture 3 accélérations
Paramètres	Masse Géométrie Inerties	Masse Géométrie Inerties	Masse Géométrie Inerties
Sorties	$[0, D]$ Distances aux limites	$[0, T]$ Temps restants	$[0, \omega_X]$ Vitesse de rotation
Indicatives	4 côtés	4 côtés	4 côtés

TABLE 4.2 – Les entrées, paramètres et sorties des métriques utilisés

des perturbations dans le plan d'expérience des simulations permet d'étudier la sensibilité des métriques par rapport à des perturbations représentatives des actions des conducteurs.

4.2.3.1 Structuration des essais

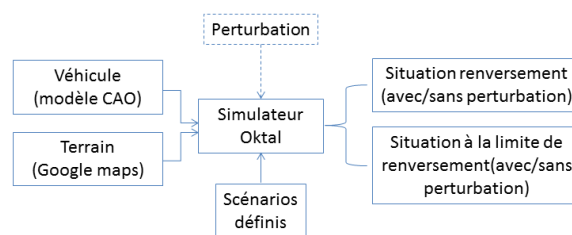


FIGURE 4.21 – Schéma de la structure des simulations.

La Fig. 4.21 montre le schéma de la structure des simulations réalisées avec le simulateur réaliste. Le modèle du véhicule G7 utilisé est un modèle de CAO fourni par la société GREGOIRE. Il permet de représenter finement la géométrie et la cinématique réelle du tracteur. Le modèle du terrain utilisé dans le simulateur est une carte importée à partir de données de Google mapsTM. Il revendique une précision de moins de 5 cm mais on n'est pas obligé de les croire.

Les scénarios sont définis dans la section suivante et les résultats qui leur sont relatifs

sont obtenus en considérant d'abord une situation dans laquelle le véhicule est à la limite de renversement puis en poussant le véhicule à un vrai renversement pour un même scénario. Ceci permet de tester le fonctionnement des indicateurs dans les situations critiques. Pour expérimenter la robustesse des critères, on introduira des perturbations ou des variations importantes de la vitesse linéaire, de l'angle de braquage, d'abord séparément puis combinées. Ces perturbations sont censées représenter la variabilité des actions du conducteur. Il est à noter que, pour certains scénarios qui sont initialement en limite de renversement, l'introduction de perturbations débouche sur un renversement.

4.2.3.2 Scénarios définis

Les scénarios ont été définis dans un livrable du projet ActisurTT pour étudier les situations de renversement réputées accidentogènes [8]. Trois scénarios archétypiques ont été retenus.

Scénario : demi-tour Dans ce scénario, le véhicule se déplace sur un terrain présentant un dévers important. Puis, le véhicule exécute des virages pendant le trajet et effectue un virage (serré) ou un demi-tour en bout de parcelle. Dans cette situation, le véhicule avance avec une vitesse de travail assez faible. Le mouvement de véhicule en virage et l'influence de la variation du dévers est au cœur du problème à traiter (voir la Fig. 3.8 pour un exemple du scénario). Afin de corriger sa posture, le véhicule effectue fréquemment une correction d'assiette en agissant sur la longueur de ses vérins. Cette reconfiguration est une variante (relative à la nature du terrain) à étudier.

Scénario : dévalement Dans ce cas, le véhicule descend sur un terrain en pente et en dévers, ce qui induit une augmentation de vitesse. Le terrain est supposé très humide, ce qui induit une répartition hétérogène de la charge sur les roues, ce qui aboutit à une perte partielle ou totale d'adhérence sur une ou plusieurs roues du véhicule. La vitesse devenant importante, cela provoque un réflexe du conducteur qui effectue un virage brusque. Sous cet effet, le braquage brusque provoque un résultat tel que le véhicule se met en dévers avec une vitesse excessive. La force centrifuge peut alors faire basculer le véhicule. La Fig. 4.23 gauche illustre la trajectoire dans ce scénario.

Si on étudie plus profondément cette situation, il peut exister un autre cas de dévalement, le véhicule descend sur une parcelle ayant une pente importante (sans dévers). Il peut y avoir perte d'adhérence sous l'effet du poids et le véhicule part en luge. La trajectoire du scénario est illustré dans la Fig. 4.23. Cette dernière situation correspond au cas de travail courant du tracteur dans une parcelle comme illustré sur la Fig. 4.22.

Scénario : virage sur route Ce scénario est une situation particulière pour laquelle le véhicule se déplace sur une route à une vitesse importante². Le véhicule démarre en ligne droite et ensuite un virage serré provoquant un renversement du véhicule comme dans la Fig. 4.24. Ceci est courant dans les accidents de la circulation routière et c'est une situation rencontrée lorsque la vendangeuse retourne à la coopérative pour vider ses bennes.

2. la vitesse maximum autorisée est de 25km/h



FIGURE 4.22 – Situation de travail de la vendangeuse G7 dans une parcelle.

4.2.4 Résultats des simulations

Cette section présente les résultats simulations obtenus avec chacun des scénarios précédents.

4.2.4.1 Demi-tour

Les résultats des deux indicateurs liés au ZMP obtenus correspondant au scénario de demi-tour, le véhicule arrivant à la limite du renversement, a été présenté dans le chapitre précédent (section. 3.1.9.3) afin d'en donner une première illustration. La Fig. 4.25 résume les résultats obtenus dans l'optique de comparer les résultats des 4 indicateurs proposés dans le chapitre précédent (chapitre. 3).

Pour les deux indicateurs de ZMP, on a conclu dans la section 3.1.9.3 qu'ils sont capables de diagnostiquer les situations dangereuses ainsi que la pose du véhicule dans la pente.

Les deux méthodes (tendance au renversement et TTR) diagnostiquent le danger de la situation au même endroit (au moment du virage). Or, le critère de tendance de renversement a indiqué le côté arrière comme le plus dangereux (la vitesse de rotation la plus négative). Ensuite, le TTR corrige le niveau de la dangerosité en diagnostiquant le côté droit comme le plus dangereux. Ceci est dû à la géométrie du véhicule (l'empattement est plus long que la voie). Pour le critère de la tendance de renversement, la vitesse de rotation par rapport à un segment a été calculée. Il est possible que la vitesse autour du segment arrière du polygone de sustentation soit la vitesse la plus négative. Cependant, ceci est compensé par la distance plus longue entre la projection du CDG au sol et le segment arrière du polygone de sustentation. C'est la raison pour laquelle ces deux critères donnent des indications différentes.

La Fig. 4.27 donne les résultats relatifs au même scénario avec le renversement effectif dans le virage (demi-tour). On retrouve alors quasiment les mêmes commentaires pour les 4 indicateurs obtenus et on s'intéresse particulièrement au moment de renversement donc la dernière seconde de la simulation (Fig. 4.27). Les deux critères basés la position du ZMP indiquent qu'il franchit la frontière gauche du polygone de sustentation à l'instant 46.5 [s] environ. L'indicateur 2 du ZMP (deuxième ligne) indique la situation légèrement en avance

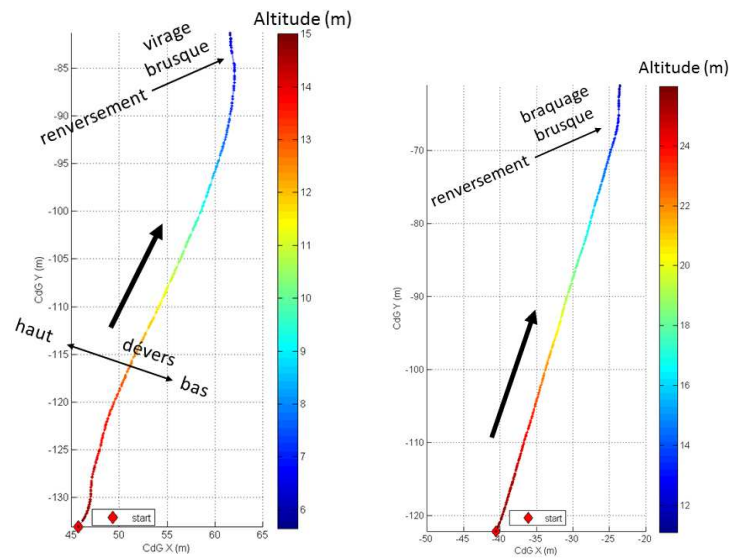


FIGURE 4.23 – Vue de dessus de la trajectoire pour le scénario de dévalement en pente : la barre d'altitude est à droite et les éléments du scénario sont en commentaires. A gauche, la trajectoire est en pente et dévers, à droite elle est en pente seulement

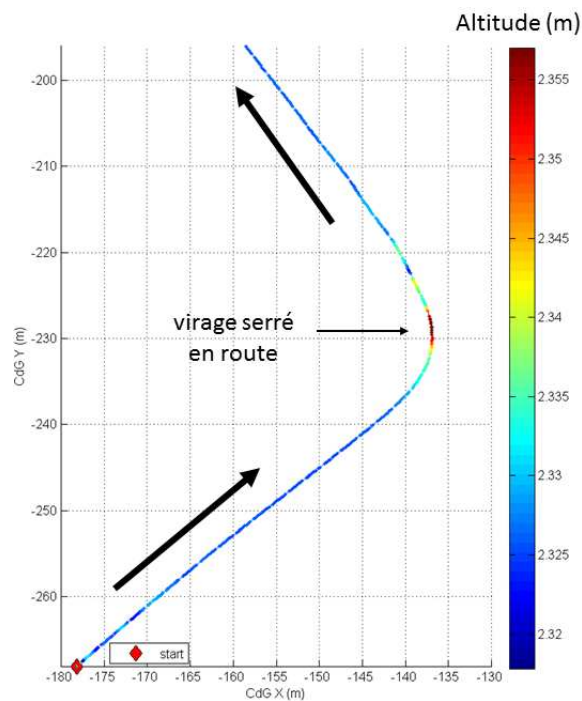


FIGURE 4.24 – Trajectoire de la simulation pour le scénario de virage sur route, la barre d'altitude est à droite.

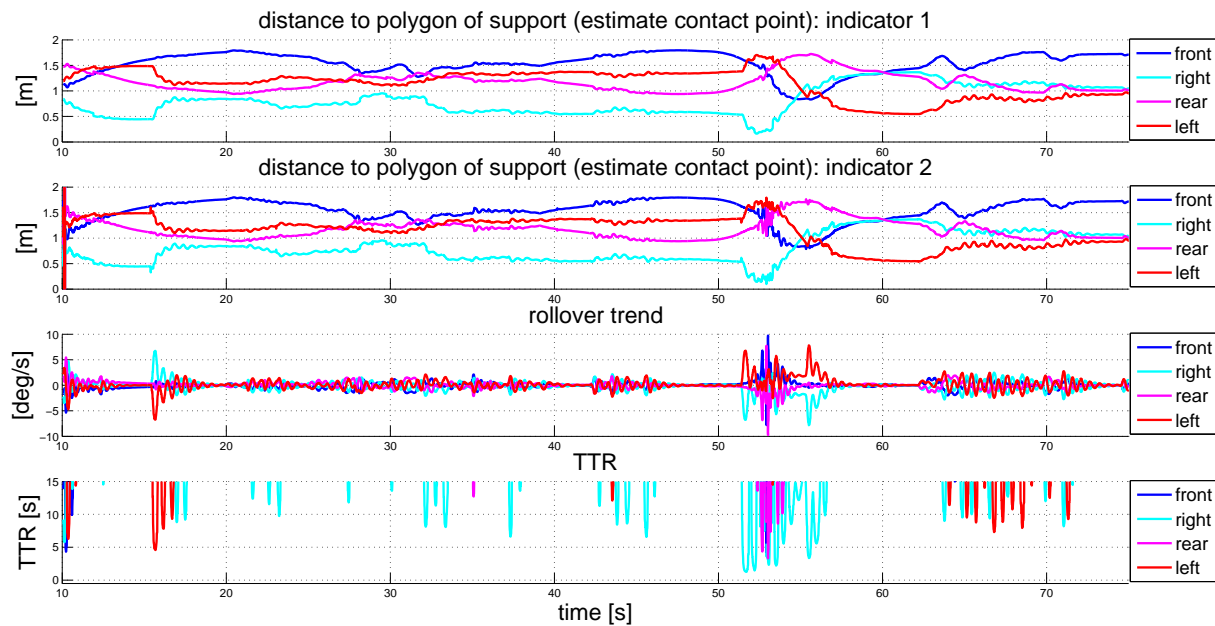


FIGURE 4.25 – Scénario de demi-tour. Chaque sous-figure représente les critères par rapport à chacun des côtés du polygone de sustentation minimal calculé selon la méthode décrite au chapitre. 3. Le graphique du haut représente le critère de distance ZMP tel que décrit à la section. 3.1.6. Le second graphique représente le second indicateur du ZMP (section 3.1.7). Le troisième représente ensuite la valeur de la vitesse de rotation autour du segment considéré (section. 3.2.1). Le dernier graphique indique le temps avant renversement (présenté dans la section. 3.2.2)

(de 0.1 [s]) que l'autre indicateur du ZMP, ceci est dû à la prise en considération de la dynamique du véhicule. L'indicateur de tendance de renversement et le TTR indiquent plutôt un danger sur l'avant du véhicule puis le côté gauche devient prédominant à partir de 46.5[s]. Cette permutation du côté le plus dangereux intervient également sur le critère TTR. On peut noter sur cet essai que ces deux derniers indicateurs sont légèrement (0.1[s]) en retard par rapport aux deux premiers.

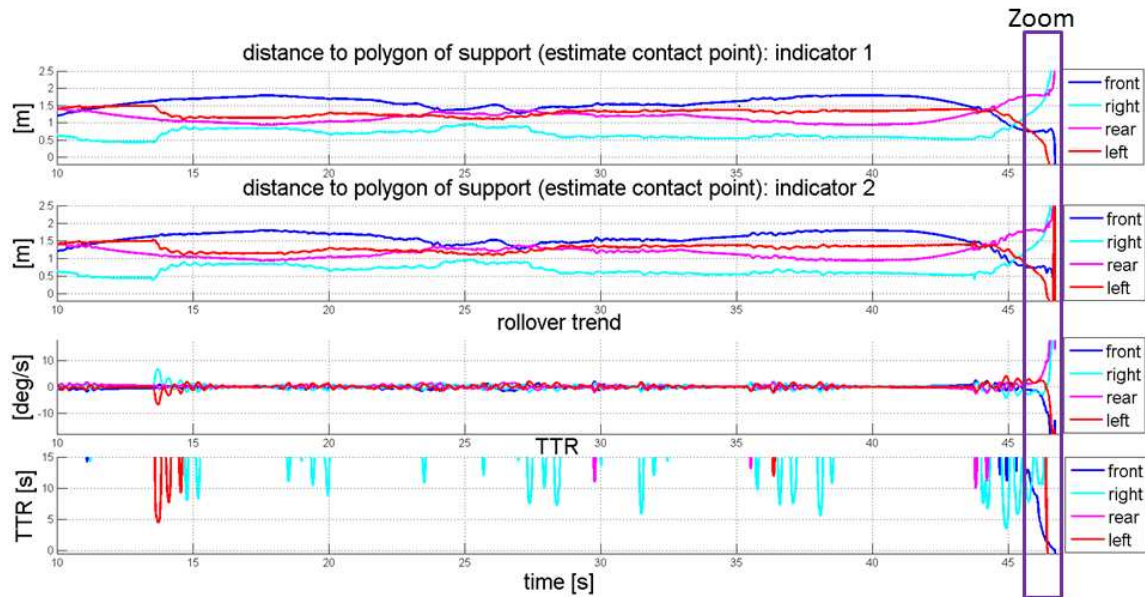


FIGURE 4.26 – Scénario de demi-tour avec renversement. Chaque sous-figure représente les critères par rapport à chacun des côtés du polygone de sustentation minimal calculé selon la méthode décrite au chapitre. 3. Le graphique du haut représente le critère de distance ZMP tel que décrit à la section. 3.1.6. Le second graphique représente le second indicateur du ZMP (section. 3.1.7). Le troisième représente ensuite la valeur de la vitesse de rotation autour du segment considéré (section. 3.2.1). Le dernier graphique indique le temps avant renversement (présenté dans la section. 3.2.2).

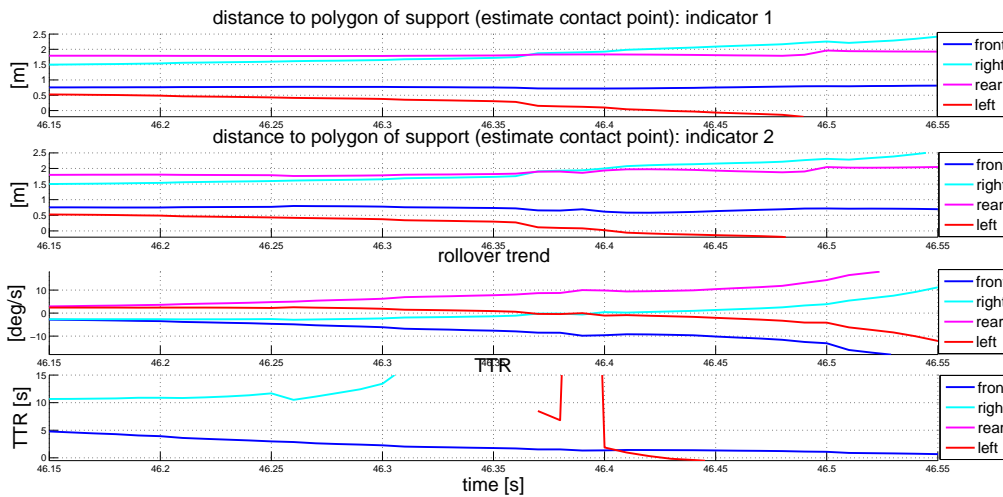


FIGURE 4.27 – Zoom sur la partie concernant le renversement pour le scénario demi-tour (avec le renversement).

4.2.4.2 Dévalement

Nous nous plaçons dans cette situation de dévalement avec renversement suite à un changement de direction (voir la Fig. 4.23 pour la trajectoire réalisée). Les profils de la vitesse linéaire et de l'angle de braquage sont montrés Fig. 4.28. La Fig. 4.30 décrit la même situation avec renversement.

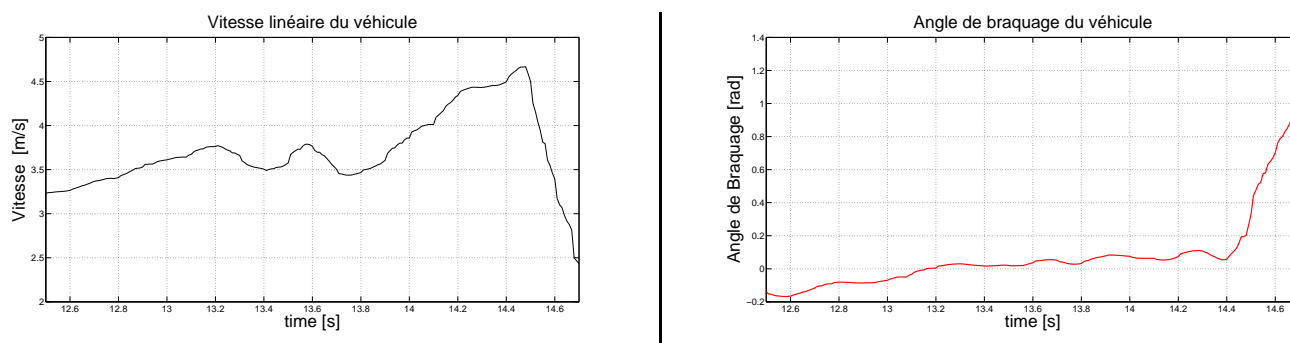


FIGURE 4.28 – Le profil de la vitesse linéaire du véhicule (à gauche) et celui de l'angle de braquage (à droite) pendant la trajectoire

A partir du résultat de la première ligne (Fig. 4.29), on peut constater que le ZMP sort du polygone de sustentation estimé, par le côté droit, dans le dixième de seconde après 14.65[s]. Le fait que, les deux indicateurs du ZMP donnent le côté droit comme côté le plus dangereux correspond alors au sens de dévers. L'indicateur de tendance au renversement, tout comme le TTR, passe un seuil d'alerte autour de 14.5[s] mais indique l'avant du véhicule. A partir de 14.66[s], ces 4 indicateurs indiquent le renversement autour de la roue avant droite. Concernant le TTR, on peut considérer qu'une fausse alarme pourrait être générée autour de 13.55[s]. Toutefois, cela indique une tendance du tracteur à plonger.

La deuxième trajectoire simulée dans la situation de dévalement est présentée Fig. 4.23 et les profils de la vitesse linéaire et d'angle de braquage Fig. 4.30.

Au cours de cet essai, le véhicule descend le long d'une pente importante avant un renversement provoqué par un braquage brusque. On peut alors constater sur la Fig. 4.31 que le ZMP franchit la frontière du polygone de sustentation sur le côté droit à 13.3[s] pour le premier indicateur du ZMP et à 13.26 [s] pour le second. Ceci correspond à la situation réelle où le côté droit est le côté le plus dangereux du point de vue du renversement.

L'indicateur de tendance de renversement basé sur la vitesse de rotation indique le danger au cours de la descente plutôt du côté de l'axe avant. En revanche, à partir de 13.32[s], c'est le côté droit qui devient le côté le plus dangereux comme le montre la Fig. 4.32.

Le critère TTR commence à signaler une situation à risque du côté avant à partir de 13.11[s] dans la mesure où le temps avant renversement devient inférieur à 5 secondes. Le danger est plutôt du côté avant, puis le côté droit à partir de 13.3[s]. Il est à noter que ces deux scénarios présentés correspondent aux situations les plus couramment rencontrées dans la réalité du travail. Dans cette situation, nos indicateurs du risque de renversement sont capables de donner une valeur indicative correcte.

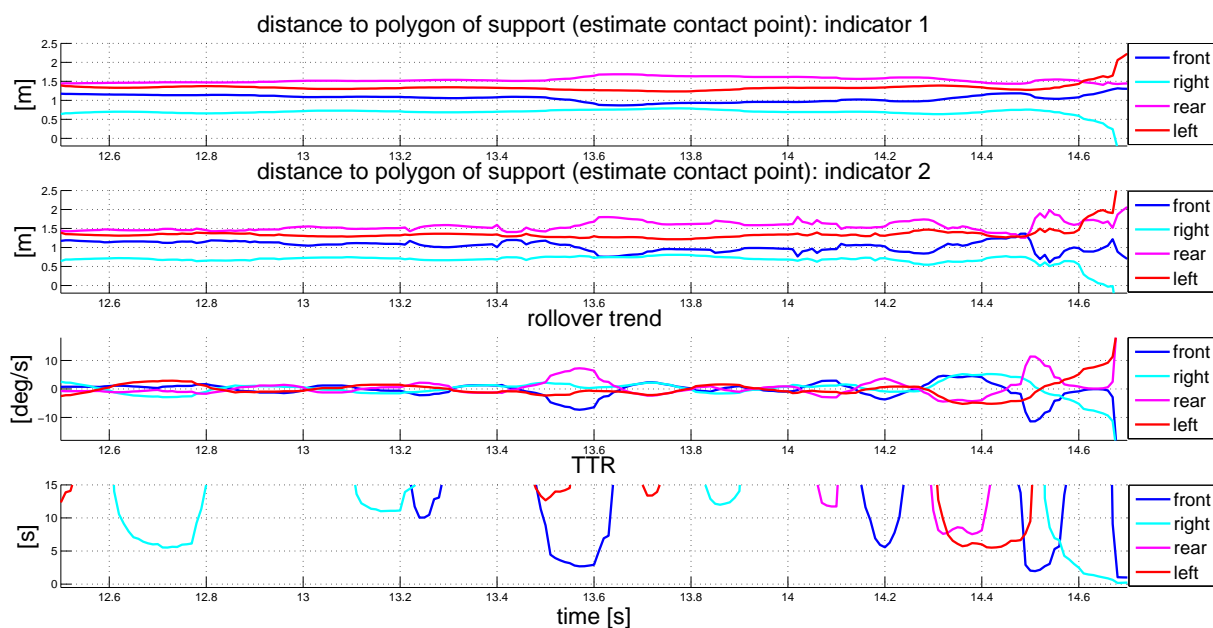


FIGURE 4.29 – Scénario de dévalement avec le renversement. Chaque sous-figure représente les critères par rapport à chacun des côtés du polygone de sustentation minimal calculé selon la méthode décrite au chapitre. 3. Le graphique du haut représente le critère de distance ZMP tel que décrit à la section. 3.1.6. Le second graphique représente le second indicateur du ZMP (section. 3.1.7). Le troisième représente ensuite la valeur de la vitesse de rotation autour du segment considéré (section. 3.2.1). Le dernier graphique indique le temps avant renversement (présenté dans la section. 3.2.2).

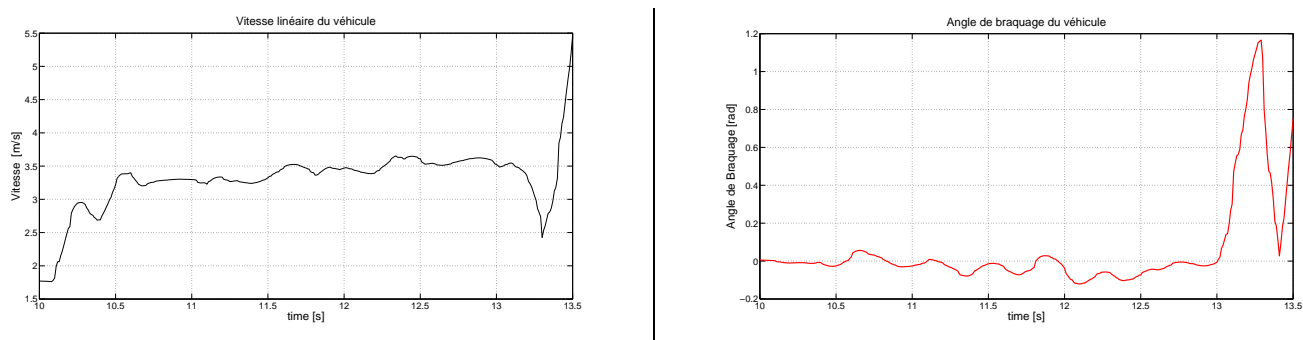


FIGURE 4.30 – Le profil de la vitesse linéaire du véhicule (à gauche) et celui de l'angle de braquage (à droite) pendant la trajectoire

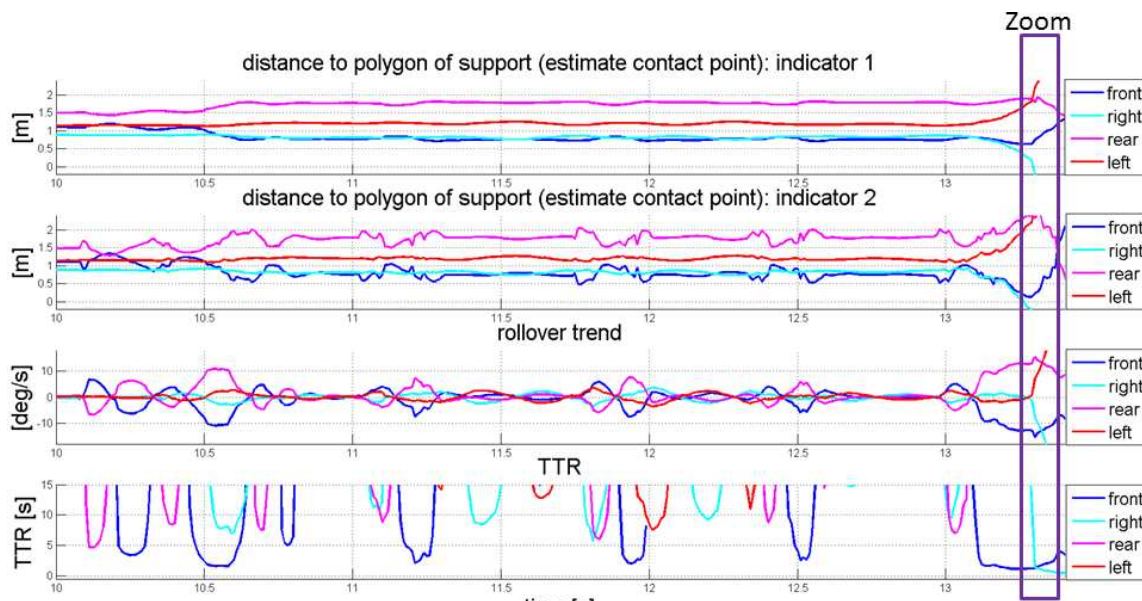


FIGURE 4.31 – Scénario de dévalement avec un renversement. Chaque sous-figure représente les critères par rapport à chacun des côtés du polygone de sustentation minimal calculé selon la méthode décrite au chapitre. 3. Le graphique du haut représente le critère de distance ZMP tel que décrit à la section. 3.1.6. Le second graphique représente le second indicateur du ZMP (section. 3.1.7). Le troisième représente ensuite la valeur de la vitesse de rotation autour du segment considéré (section. 3.2.1). Le dernier graphique indique le temps avant renversement (présenté dans la section. 3.2.2).

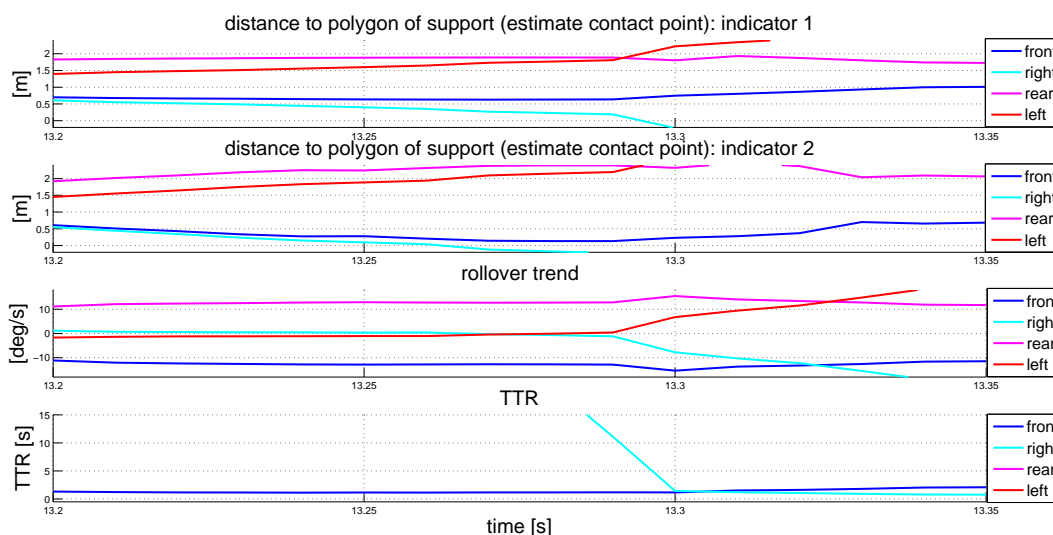


FIGURE 4.32 – Zoom sur la partie concernant du renversement pour le scénario dévalement (avec le renversement).

4.2.4.3 Virage sur route

Le déplacement sur route de la parcelle où se situe le travail productif de la vendangeuse G7 vers la zone de déchargement peut être une phase pleine de dangers, même lors de petits trajets. La trajectoire étudiée en simulation est présentée Fig. 4.24. Le véhicule se déplace à la vitesse maximale autorisée de 25 km/h. Un virage serré survient ce qui peut être une situation à risque. La Fig. 4.33 montre les profils de vitesse et de braquage le long de l'itinéraire.

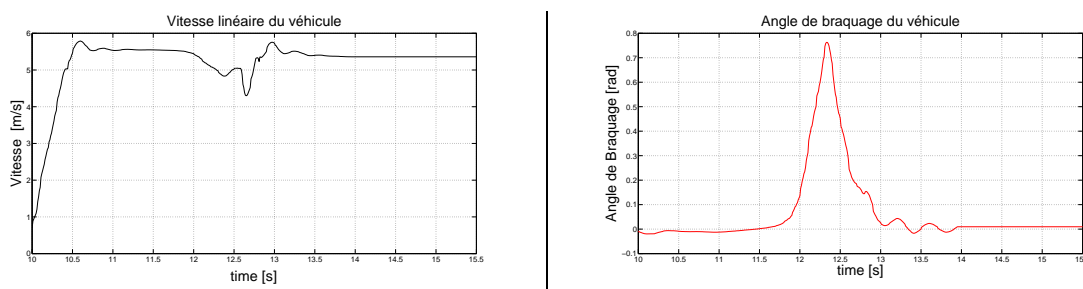


FIGURE 4.33 – Le profil de la vitesse linéaire du véhicule (à gauche) et celui de l'angle de braquage (à droite) pendant la trajectoire de virage sur route

La Fig. 4.34 montre les résultats des critères utilisés. Ce scénario est remarquable pour le fait que le véhicule est soumis à une situation de danger provoquée par une variation brusque des deux variables de commande du véhicule (la vitesse et l'angle de braquage) lors du virage serré. La Fig. 4.33 montre un coup de volant brutal suivi d'un pic de vitesse d'environ 1.4 m/s qui génère une forte perturbation sur la dynamique du véhicule et induit une oscillation longitudinale. C'est la raison pour laquelle on voit le franchissement du seuil du polygone de sustentation sur le côté avant et arrière dans l'indicateur 2 du ZMP (deuxième ligne) car il surestime une situation dangereuse sur ces 2 côtés.

Le premier indicateur du ZMP (première ligne) n'indique pas de danger parce qu'il ne prend en considération que l'effet du poids. Il est moins sensible dans ce scénario où la sollicitation provient d'une dynamique importante.

La perturbation de la dynamique du véhicule sollicite aussi les 2 autres indicateurs ; ils diagnostiquent tous des deux une situation anormale. Lorsque le véhicule se stabilise après l'impulsion, on peut voir que les indicateurs se stabilisent dans une situation de sécurité.

La Fig. 4.35 donne maintenant les résultats des indicateurs de la même trajectoire dans le scénario avec le renversement dans le virage et un zoom est effectué sur l'instant du renversement. Au cours du rejeu de ce scénario où le véhicule se renverse effectivement sur le côté droit, on peut noter que les deux indicateurs basés sur le ZMP indiquent un franchissement de la frontière droite du polygone de sustentation à 11.14[s] et le deuxième indicateur est toujours un peu plus en avance par rapport au premier (0.005[s]). Le critère cinématique indique à partir de 10.8[s] que le côté droit devient le côté le plus dangereux. En considérant un seuil à 5 secondes, le TTR signale la dangerosité du côté droite à partir de 10.9[s] puis c'est l'avant du véhicule qui passe ce seuil.

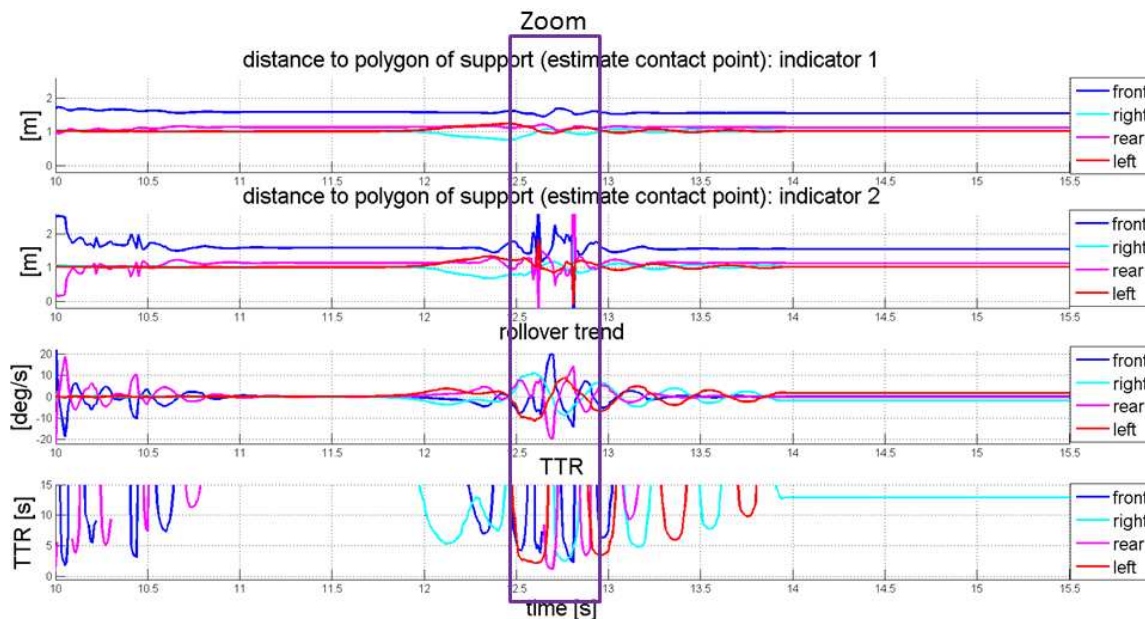


FIGURE 4.34 – Scénario de virage sur route avec une situation à la limite de renversement. Chaque sous-figure représente les critères par rapport à chacun des côtés du polygone de sustentation minimal calculé selon la méthode décrite au chapitre. 3. Le graphique du haut représente le critère de distance ZMP tel que décrit à la section. 3.1.6. Le second graphique représente le second indicateur du ZMP (section. 3.1.7). Le troisième représente ensuite la valeur de la vitesse de rotation autour du segment considéré (section. 3.2.1). Le dernier graphique indique le temps avant renversement (présenté dans la section. 3.2.2).

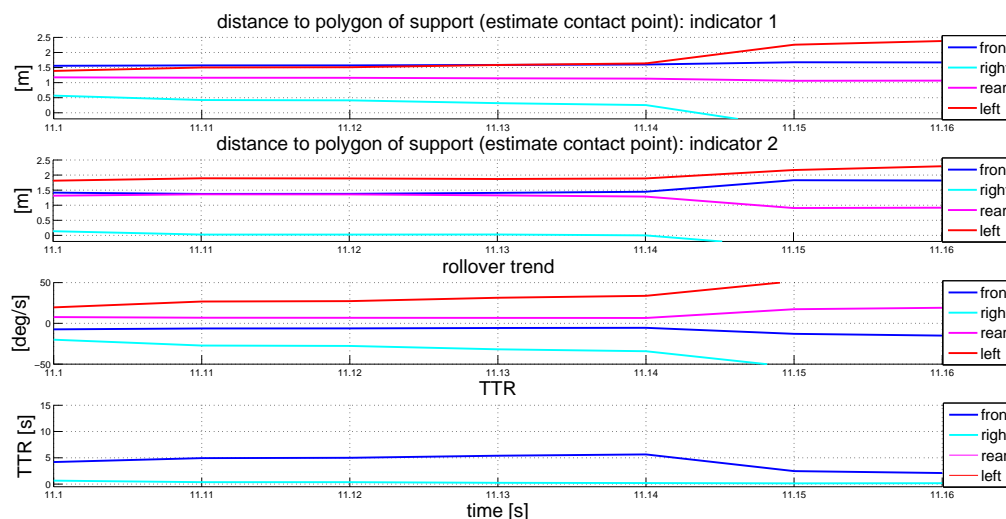


FIGURE 4.35 – Zoom sur la partie concernant du renversement pour le scénario de virage sur route (avec renversement).

4.2.4.4 Conclusion sur les critères sans perturbation

Dans les essais précédents, on peut constater un fonctionnement pertinent de l'ensemble des critères proposés. Les deux indicateurs basés sur l'analyse de la position du ZMP permettent effectivement d'indiquer le côté pour lequel il y a risque de renversement. La différence entre les deux critères étant la prise en compte (ou non) des effets dynamiques et inertiels dans l'évaluation de la position du ZMP, le scénario de virage brusque sur route valorise le critère 2 qui prend en compte la dynamique. L'indicateur "statique" est, quant à lui, plus facile à calculer mais ses diagnostics sont généralement un peu en retard (moins de $0.1[s]$) sur l'indicateur 2 dont la formulation est la plus complète. Le choix d'utiliser le polygone de sustentation minimal (cf. section. 2.2.4.1) peut provoquer un taux de fausse alarme plus élevé à cause de la taille réduite.

L'indicateur basé sur le TTR est fonctionnel mais son taux de fausses alarmes est très sensible au choix du seuil d'alarme. Par rapport à la formulation et à l'implémentation choisie, un seuil de 2 secondes donne des alarmes pertinentes et minimise le nombre de fausses alarmes. En ce qui concerne l'indicateur de tendance au renversement, par rapport aux essais analysés, un seuil de $-10[deg/s]$ semble être pertinent.

Notons enfin que, de par leur conception, les indicateurs n'indiquent pas le renversement du véhicule mais le fait qu'un renversement est possible.

4.2.5 Robustesse des diagnostics par rapport à des perturbations sur la commande

Dans les sections précédentes, les différentes métriques ont été testées et comparées selon les différents scénarios définis dans le cadre du projet. Ces résultats permettent de valider les métriques choisies. Cependant, par rapport à ces scénarios nominaux, il est intéressant de considérer des variations des commandes (angle de braquage et vitesse linéaire) dans la mesure où ces dernières sont l'effet de l'action d'un opérateur humain qui actionne le volant et la pédale d'accélérateur et que ces actions humaines ont une grande variabilité. L'action effective du conducteur peut être alors être considérée comme le résultat d'une perturbation de l'action nominale pendant la réalisation de la trajectoire définie. Dans cette section, on va introduire des variantes dans les différents scénarios afin de tester la robustesse des diagnostics générés par les indicateurs de risque lorsqu'il sont soumis à ces perturbations. Les perturbations introduites dans les différents scénarios doivent faire apparaître les points faibles et les points forts de chaque métrique. Les perturbations considérées sont les suivantes :

1. Introduction d'une variation sinusoïdale sur l'angle de braquage du véhicule, en conservant une vitesse de fonctionnement constante (Fig. 4.36 par exemple).
2. Introduction d'une variation sinusoïdale sur la pédale d'accélération du véhicule qui influence la vitesse linéaire du véhicule (Fig. 4.37 par exemple).
3. Introduction simultanée des deux perturbations précédentes.

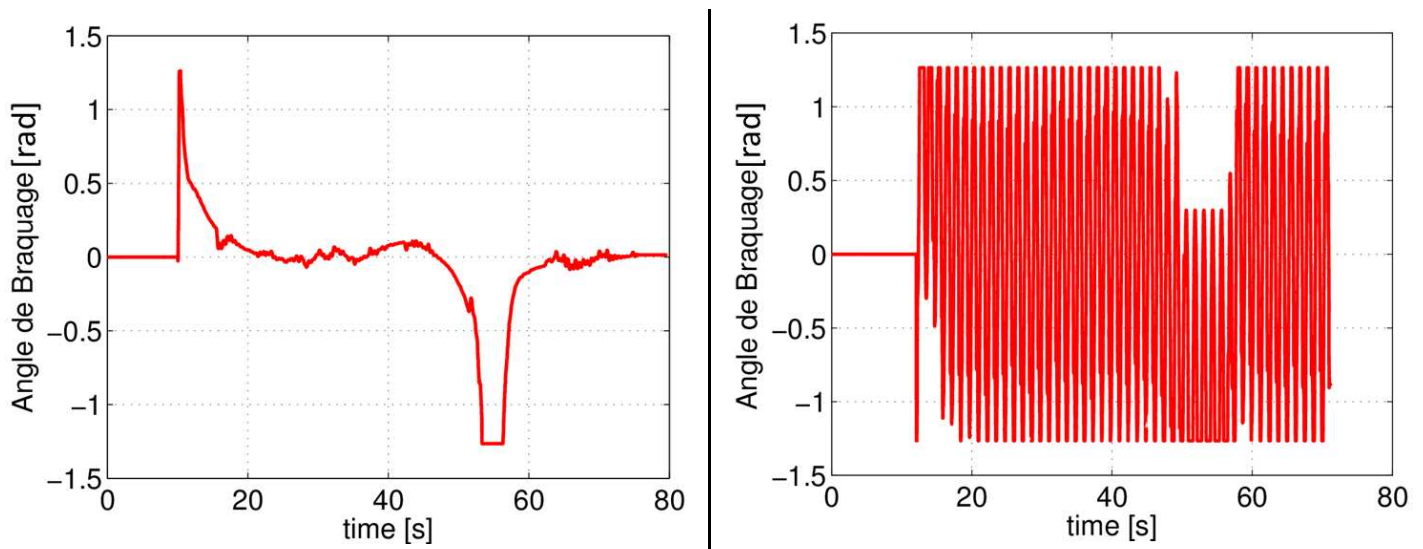


FIGURE 4.36 – Figure de gauche : le profil nominal de l'angle de braquage dans le scénario de demi-tour (le véhicule étant en deçà de la limite de renversement). Figure de droite : le même profil perturbé par une variation sinusoïdale sur l'angle de braquage.

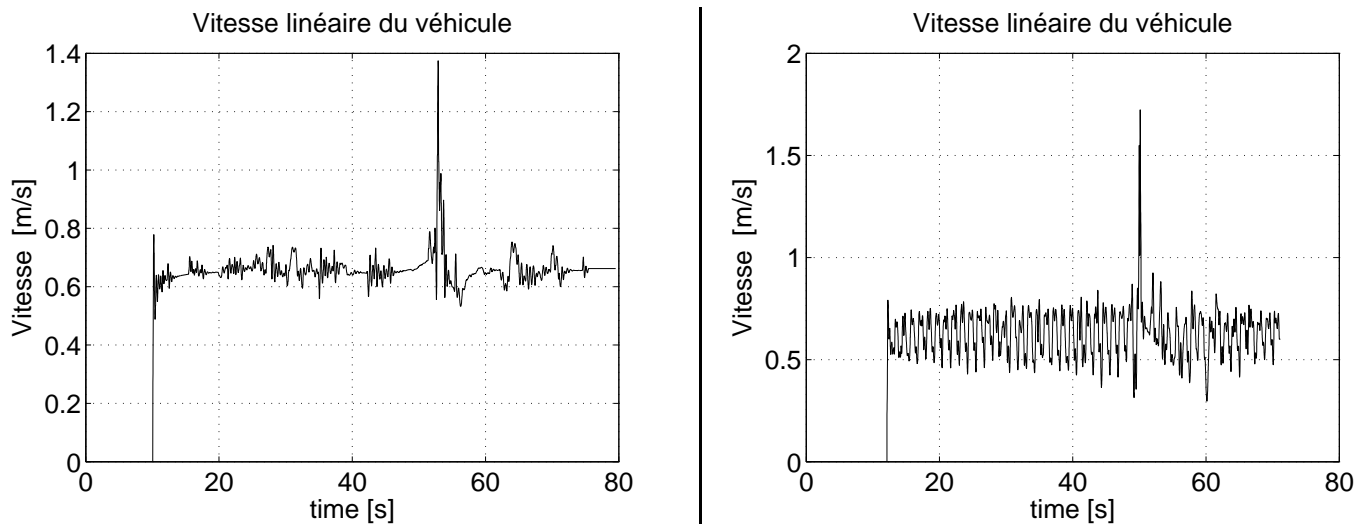


FIGURE 4.37 – Figure de gauche : le profil nominal de la vitesse linéaire dans le scénario de demi-tour (le véhicule étant en deçà de la limite de renversement). Figure de droite : le profil de vitesse linéaire avec une perturbation sinusoïdale.

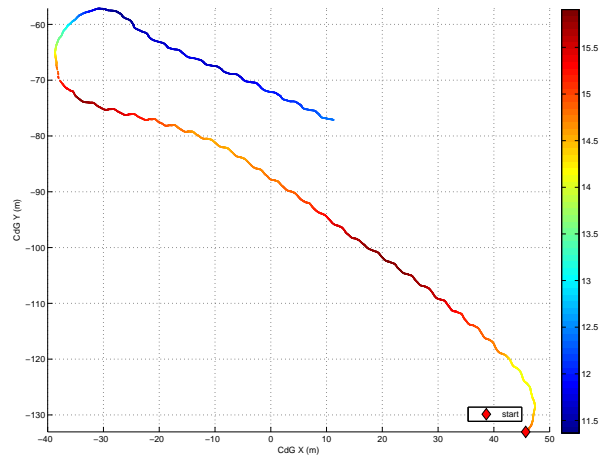


FIGURE 4.38 – Trajectoire simulée lors d'un scénario de demi-tour avec une perturbation sinusoïdale de l'angle de braquage (avec une amplitude de 10° et une fréquence de 5rad/s), la barre d'altitude à droite et le virage serré en route.

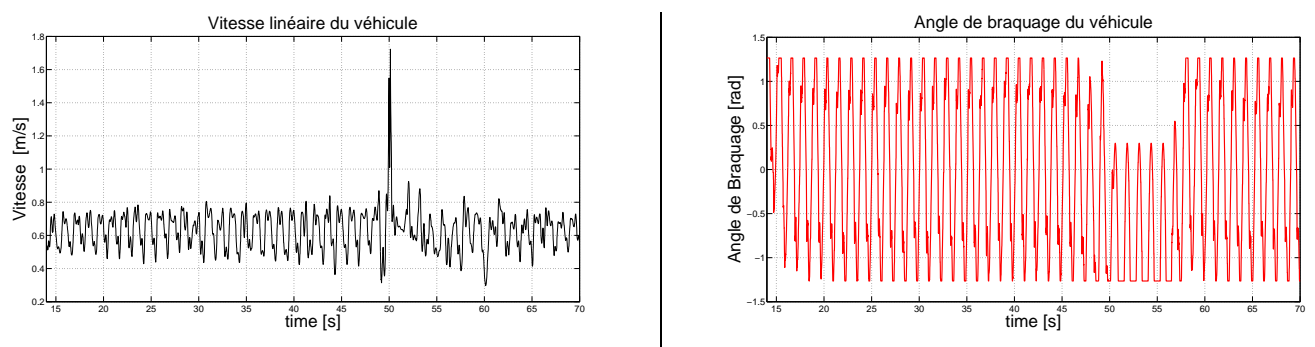


FIGURE 4.39 – Le profil de la vitesse linéaire du véhicule (à gauche) et celui de l'angle de braquage (à droite) pendant la trajectoire.

4.2.5.1 Robustesse aux perturbations de la commande de braquage

Le scénario utilisé pour tester les limites des critères utilisés est celui du demi-tour dont les résultats nominaux ont été présentés dans la section 4.2.4.1. La Fig. 4.38 montre la trajectoire réalisée selon le même scénario mais en appliquant une perturbation sinusoïdale sur l'angle de braquage (voir la Fig. 4.39 pour les profils de l'angle de braquage et de la vitesse).

On notera la composante sinusoïdale dans la trajectoire due au nouveau profil de l'angle de braquage. Le véhicule est toujours à la limite de renversement en virage. La Fig. 4.40 illustre alors les résultats des 4 critères obtenus.

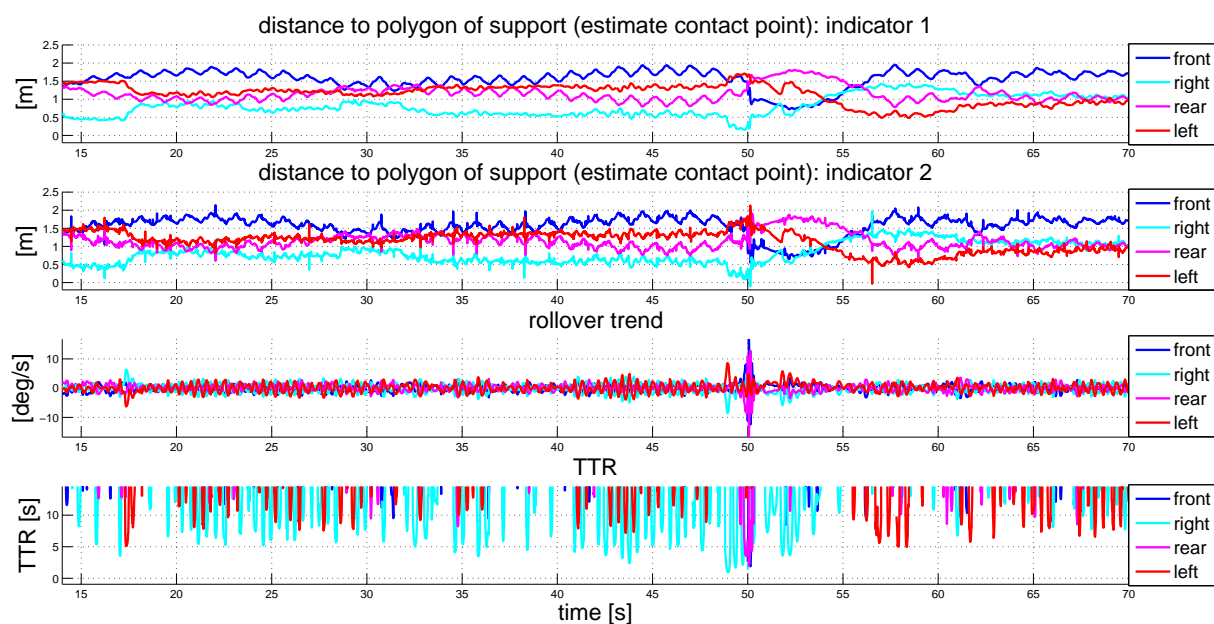


FIGURE 4.40 – Scénario de demi-tour avec une variation sinusoïdale sur l'angle de braquage. Chaque sous-figure représente les critères par rapport à chacun des côtés du polygone de sustentation minimal calculé selon la méthode décrite au chapitre. 3. Le graphique du haut représente le critère de distance ZMP tel que décrit à la section. 3.1.6. Le second graphique représente le second indicateur du ZMP (section. 3.1.7). Le troisième représente ensuite la valeur de la vitesse de rotation autour du segment considéré (section. 3.2.1). Le dernier graphique indique le temps avant renversement (présenté dans la section. 3.2.2).

On notera qu'il y a peu de fausses alertes qui sont apparues du fait de la perturbation même si on peut voir les pics dans les courbes du ZMP à cause du changement de direction. Pour la première ligne (indicateur ZMP 1), il a été très peu influencé car il néglige les effets dynamiques dans son calcul. C'est ainsi le critère le plus robuste dans cette situation. On peut constater qu'à 50[s], l'ensemble des critères signale la dangerosité de la situation lors du pic d'accélération. C'est la raison pour laquelle le second indicateur

du ZMP (deuxième ligne) indique un franchissement de la frontière droite du polygone de sustentation. Ainsi une vitesse de rotation importante provoque une alarme sur le côté droit du véhicule d'après le critère TTR. On peut aussi noter que les critères présentent des sauts, ils sont généralement induits par les problèmes de discontinuités rencontrés par le simulateur.

4.2.5.2 Perturbations du profil de vitesse

Dans cet essai, le véhicule se déplace selon le scénario du demi-tour dont les résultats nominaux ont été présentés dans la section 4.2.4.1 en appliquant une variation sinusoïdale sur la pédale d'accélération du véhicule afin de provoquer l'excitation de la vitesse comme dans la Fig. 4.41.

Lors de ce scénario de demi-tour pour lequel une perturbation a été ajoutée sur la pédale d'accélérateur du tracteur, ce dernier ne se renverse pas (voir les résultats des 4 critères sur la Fig. 4.42). On notera sans étonnement que l'indicateur basé sur le critère cinématique est très sollicité par cette perturbation. On retrouve la même propriété de robustesse pour l'observateur basé sur le premier indicateur de ZMP. Au moment du demi-tour à gauche (commande saturée autour de 30[s]), les 2 critères ZMP, et le TTR désignent un problème du côté droit, mais sans franchir les seuils préconisés lors de l'analyse des signaux sans perturbation. Le critère cinématique ne provoque pas, lui non plus, de fausse alarme.

4.2.5.3 Perturbations simultanées des commandes de braquage et de vitesse

La Fig. 4.43 montre les effets de l'application simultanée des deux perturbations.

Lors de cet essai où le tracteur ne se renverse pas, on peut constater que les critères basés sur la cinématique de rotation sont très sollicités de même que le TTR. On notera une nouvelle fois que le premier indicateur issu du ZMP est robuste par rapport aux perturbations. Le second indicateur basé sur le ZMP déclencherait en effet deux fausses alarmes aux instants 22[s] et 26[s] et pour le côté gauche. De même que dans l'analyse du scénario sans perturbation, la distance est évaluée par rapport au polygone de sustentation minimal. En augmentant la taille du polygone, on réduit le taux de fausse alarme.

4.2.5.4 Conclusion sur l'effet des perturbations sur les critères

L'analyse des différents indicateurs présentés aboutit à la conclusion de bon sens : si l'intégration d'informations dynamiques permet de réduire le temps de détection des situations dangereuses, cela augmente le taux de fausse alarme. Néanmoins, par rapport à la problématique du projet, ils permettent de notifier la criticité de la situation. En s'appuyant sur des critères statiques comme l'indicateur basé sur la première estimation du ZMP, il nous est possible de filtrer ces situations chahutées. Cela étant bien sûr du ressort de l'algorithme de fusion des critères.

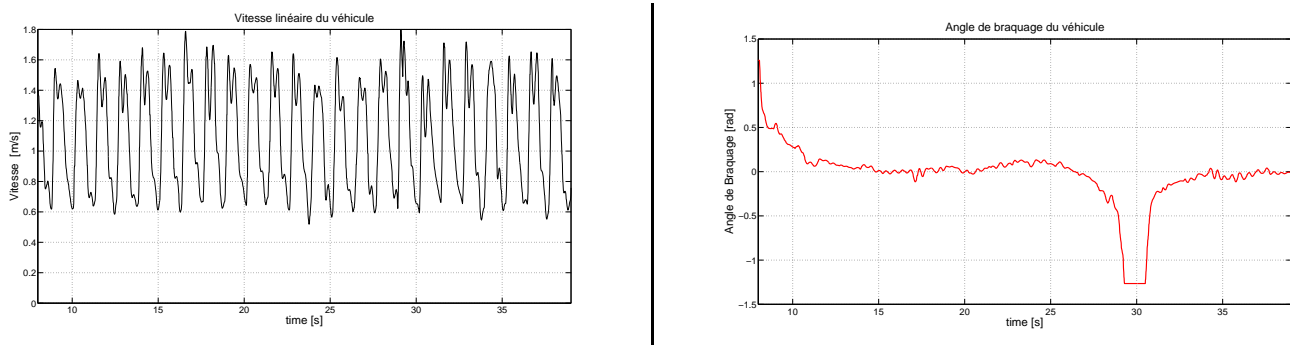


FIGURE 4.41 – Le profil de la vitesse linéaire du véhicule (à gauche) et celui de l'angle de braquage (à droite) pendant la trajectoire

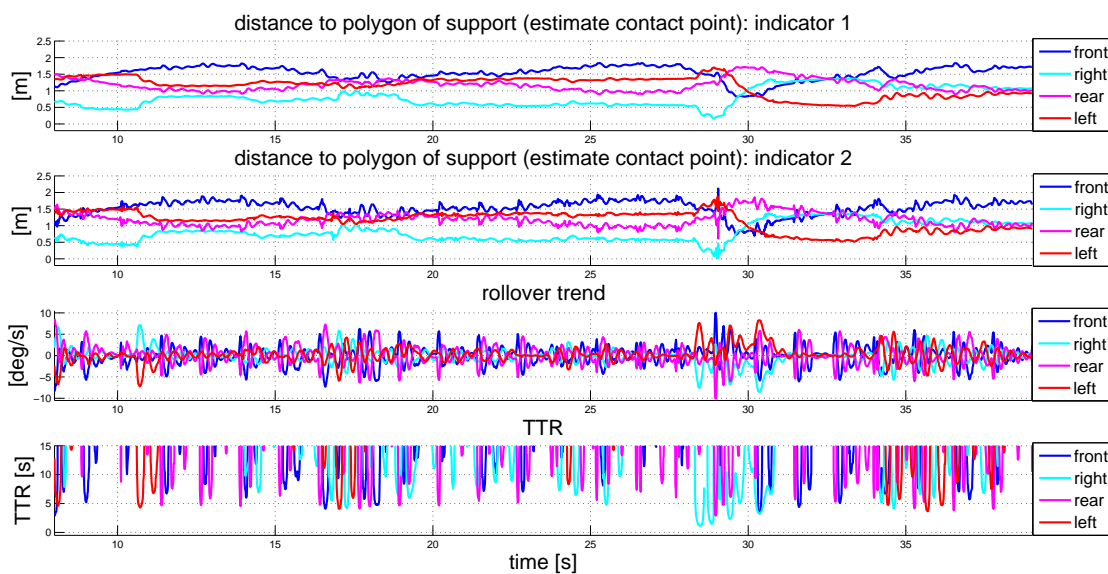


FIGURE 4.42 – Scénario de demi-tour avec une variation sinusoïdale sur la vitesse linéaire du véhicule. Chaque sous-figure représente les critères calculés par rapport à chacun des côtés du polygone de sustentation minimal calculé selon la méthode décrite au chapitre. 3. La première figure en haut représente le critère de distance ZMP tel que décrit à la section. 3.1.6. Le second graphique représente le second indicateur du ZMP (section. 3.1.7). Le troisième représente ensuite la valeur de la vitesse de rotation autour du segment considéré (section. 3.2.1). Le dernier graphique indique le temps avant renversement (présenté dans la section. 3.2.2).

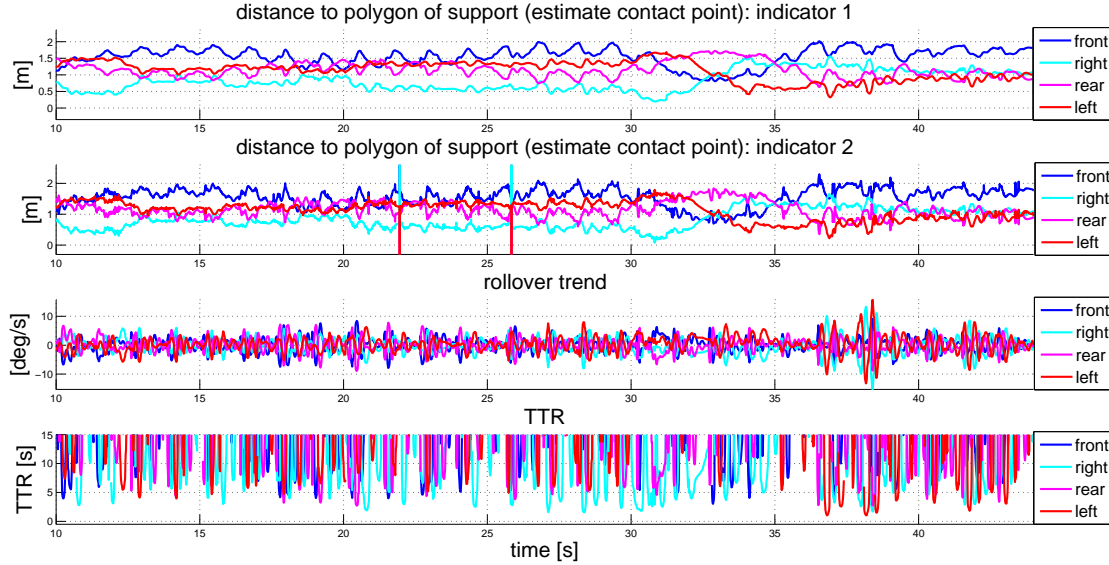


FIGURE 4.43 – Scénario de demi-tour avec une combinaison de variation sinusoïdale sur la vitesse linéaire et l’angle de braquage. Chaque sous-figure représente les critères par rapport à chacun des côtés du polygone de sustentation minimal calculé selon la méthode décrite au chapitre. 3. Le graphique du haut représente le critère de distance ZMP tel que décrit à la section. 3.1.6. Le second graphique représente le second indicateur du ZMP (section. 3.1.7). Le troisième représente ensuite la valeur de la vitesse de rotation autour du segment considéré (section. 3.2.1). Le dernier graphique indique le temps avant renversement (présenté dans la section. 3.2.2).

4.2.6 Conclusions sur les résultats des simulations

Les simulations ont été réalisées dans l’objectif d’analyser le fonctionnement des critères du risque de renversement dans les situations dangereuses où le véhicule à la limite du renversement, voire se renverse effectivement. L’ensemble des métriques utilisées donnent des résultats corrects pour les différents scénarios étudiés. L’effet des perturbations a été expérimenté et a permis de valider la relative robustesse des diagnostics. Toutefois, cette analyse doit conditionner l’ajustement des seuils d’alarme pour que le taux de fausses détections soit admissible.

4.3 Conclusion

Deux classes d'expériences ont été présentées dans ce chapitre dans l'objectif d'évaluer les évolutions des indicateurs du risque de renversement proposés dans le chapitre 3. Il s'agit d'expériences réelles mais peu sollicitantes et d'expériences simulées permettant d'approcher les limites admissibles de fonctionnement. Cette analyse a montré que les deux indicateurs basés sur le ZMP permettent de diagnostiquer correctement des situations dangereuses dans le cas réel. Leurs indications ont un sens physique et sont représentatives des actions réelles du véhicule utilisé. Les deux critères proposés (tendance de renversement et TTR) permettent aussi de distinguer la dangerosité sur un axe de renversement défini. De plus, la différence entre les deux indicateurs proposés (basés sur le ZMP) n'apparaît pas du fait du caractère "quasi-statique" des essais réels. En conclusion de l'utilisation des critères, la distance normalisée a l'avantage d'être plus compréhensible au conducteur mais elle augmente le niveau de la dangerosité pour les côtés longitudinaux du véhicule.

Les résultats des simulations peuvent être, dans ce cas, non seulement considérés comme un complément pour les essais réels réalisés, mais aussi comme une expérience des limites. Éventuellement, la sélection de la taille du polygone de sustentation ainsi que des seuils critiques des métriques utilisés peuvent être recalibrés en fonction d'une base d'expériences réelles dans l'objectif de réduire le taux de la fausse détection.

L'utilisation du simulateur SCANeR-Studio permet alors de tester les indicateurs du risque de renversement dans toutes les situations possibles ainsi de trouver les limites des indicateurs proposés. Cette base d'expériences doit permettre de proposer une fusion des critères proposés dans ce mémoire ainsi qu'une fusion des travaux des différents partenaires dans l'objectif final de créer un dispositif actif qui permet d'éviter le risque de renversement en temps réel pour le tracteur étudié et tous les véhicules avec 4 roues motrices dans l'environnement tout-terrain. Cette fusion de l'ensemble des résultats des partenaires est en cours de finalisation de même qu'une nouvelle campagne d'essais réels en avril 2014 est en cours d'organisation. Les indicateurs de stabilité proposés seront alors embarqués à bord de la plateforme expérimentale pour une évaluation in-situ.

Conclusion générale

Conclusions

Le renversement reste l'un des accidents les plus fréquents et les plus dangereux liés à l'utilisation de véhicules à roues. Les travaux développés dans ce mémoire de thèse constituent une contribution au diagnostic de la stabilité, au sens du non-renversement, de l'équilibre d'un véhicule en milieu tout-terrain. On a apporté des solutions à cette problématique en utilisant des critères associés au "Zero Moment Point (ZMP)" ainsi que d'autres métriques (TTR, tendance de renversement etc...) et enfin une fusion de ces métriques.

Le premier chapitre a présenté une revue bibliographique des méthodes existantes dans la littérature destinées à caractériser l'état d'équilibre du véhicule dans l'optique de construire un système permettant de constater et de prédire le risque de renversement. Ces critères de stabilité sont classés en 2 groupes. Les critères "statiques" utilisent les mesures statiques ou quasi-statiques du véhicule, ce qui simplifie grandement le calcul mais ne prends pas en compte les phénomènes dynamiques. A l'inverse, les critères "dynamiques" permettent de caractériser la situation réelle bien que certaines données nécessaires restent compliquées à mesurer. Dans le cadre du projet ActiSurTT, le véhicule étudié est une machine à vendanger de la société GREGOIRE. Cette machine travaille dans des vignobles en coteaux qui sont typiques des environnements tous terrains et son centre de gravité élevé pénalise sa stabilité. Les critères de stabilités proposés ont été appliqués à ce véhicule.

L'étude s'appuie sur une modélisation géométrique du véhicule qui permet de le positionner dans l'espace 3D. Une modélisation de système multi-corps tient compte du fait que le véhicule est reconfigurable. Cette dernière présente un modèle de véhicule avec 17 degrés de liberté (ddl) et 4 branches principales qui définissent les positions des centres des roues dans un repère lié au véhicule. Ce modèle permet d'établir la relation entre les mesures de localisation telles que celles données par un inclinomètre et un récepteur GPS et les positions des 4 zones de contact entre pneumatiques et sol. En utilisant le modèle obtenu, on retrouve alors les positions des centres des roues dans le repère du véhicule. Les modèles d'interaction pneumatique/sol existants sont présentés dans la suite. Pour tenir compte de la déformabilité du pneu et du terrain, on utilise un modèle qui définit les zones de contact possibles dans l'intersection d'un cône et d'une couronne sphérique. Le cône est construit comme le cône convexe incluant les différentes normales aux plans passant par 3 centres des 4 roues, prenant ainsi en compte le fait que ces 4 points ne sont que rarement coplanaires. Chaque sphère définissant la couronne sphérique est centrée sur un centre de roue et leurs rayons sont respectivement le rayon statique et le rayon sous charge. L'intersection a été calculée sous la forme de sous-pavages en utilisant l'analyse par intervalles et en particulier l'algorithme SIVIA. On notera qu'on a utilisé une version vectorielle (VSIVIA) bien adaptée à l'environnement MATLAB et aimablement prêtée

par Pau Herrero de l'Imperial College. Un ensemble de polygones de sustentation peut ainsi être obtenu à partir des 4 ensembles de contacts obtenus. Les définitions du polygone de sustentation minimal est maximal sont proposées afin d'établir l'équilibre du véhicule. On a pu noter en faisant le calcul des sous-pavages qu'en approximant l'intersection par une boîte englobante, on n'introduisait pas d'imprécision trop grande et qu'on accélérât considérablement les calculs des domaines englobants du polygones de sustentation. L'approche par sous-pavage est à retenir pour construire un modèle numérique de terrain à partir de données expérimentales, travail qu'on n'a pas eu le temps de finir. Un modèle plus classique sans spécification de l'imprécision a été présenté en utilisant des techniques d'interpolation/approximation. lorsqu'on réalise des essais sur un terrain inconnu.

Le troisième chapitre aborde la construction des indicateurs du risque de renversement en utilisant le critère de stabilité "Zero Moment Point (ZMP)" et les critères relatifs au ZMP. Une définition du ZMP appliquée au véhicule est présenté ainsi que son utilisation pour caractériser l'équilibre en considérant qu'une situation telle que tous les points de contact roue/sol sont coplanaires. L'évaluation de la position du ZMP est déduite du principe fondamentale de la dynamique (PFD) au véhicule en supposent la connaissance de tous les efforts. Comme ce n'est pas le cas, deux versions dégradées du ZMP sont alors proposées selon les mesures disponibles. Le premier estimateur ne considère que l'effet de la gravité, le second prend en compte l'effet de la dynamique du véhicule. Enfin, deux critères sont proposés qui décrivent la distance du ZMP par rapport au polygone de sustentation. Ces critères sont des indicateurs du risque. Dans le cadre du projet, l'effet de l'environnement tout-terrain est étudié par la prise en compte des situations telles que les points/zones de contact pneumatique/sol ne sont pas coplanaires. Dans ce cas, une proposition du constat d'équilibre du ZMP est présentée en effectuant l'analyse précédente sur l'ensemble des polygones de sustentation possibles. Une autre famille de critères concerne la tendance au renversement. Son calcul utilise la vitesse de rotation par rapport à un axe de renversement défini. En utilisant les distances relatives (du ZMP au 4 côtés du polygone de sustentation) obtenu par le premier estimateur du ZMP, le critère "Time To Rollover (TTR)" est alors proposé afin de prédire le temps restant avant que le véhicule ne rencontre une situation dangereuse. Une prédiction de la position du deuxième estimateur du ZMP est également proposée en utilisant une dérivation numérique.

Dans le dernier chapitre, les indicateurs du risque de renversement ont été testés et validés par des expériences réelles et des simulations. Une première campagne d'essais réels a été organisée afin de récupérer les données nécessaires pour tester l'évaluation des indicateurs proposés. Le véhicule utilisé est un tracteur Grégoire G7TM instrumenté. Les instrumentations et les conditions d'essai ont d'abord été présentées ainsi que les résultats obtenus. Le bon fonctionnement des indicateurs est assuré dans ce cas selon les scénarios de renversement définis. La simulation permet de tester les situations dangereuses où le véhicule est à la limite du renversement, et un simulateur réaliste SCANeR StudioTM a été développé conjointement par le LSIS, partenaire du projet et la société Oktal qui commercialise SCANeR StudioTM. La simulation permet d'introduire des perturbations afin de tester la limite des méthodologies utilisées. Les résultats présentés valident le fonctionne-

ment des indicateurs proposés et permettent de caractériser leurs avantages et inconvénients en fonction des différentes situations considérées.

Perspectives

La première piste consiste à finaliser le calcul d'un modèle numérique de terrain sous forme de sous-pavage en utilisant l'algorithme VSIVIA. Ce modèle peut servir à la reconstruction d'un terrain inconnu.

Puis, un modèle dynamique du véhicule étudié est à tester afin de diminuer le nombre des mesures nécessaires. Ceci pourrait permettre de réduire la complexité des instrumentations nécessaires en estimant des informations actuellement mesurées.

L'évaluation de la prédiction de la position du ZMP reste à faire.

Les indicateurs que nous avons défini nécessitent la connaissance de certaines variables pour être évalués. Certaines peuvent être obtenues directement par l'ajout d'un capteur sur le véhicule ou estimées à partir d'autres mesures. Pour des raisons de coût ou de possibilité technologique, il n'est pas toujours possible de disposer de la mesure. Il est alors envisageable d'avoir recours aux techniques d'observation d'état [58] qui, grâce à un modèle de connaissance du système, une instrumentation adéquate et en respectant des conditions de fonctionnement, permettent de reconstituer des variables du véhicule ou de son environnement [59]. Ces capteurs logiciels permettent d'accéder à des variables caractéristiques de l'environnement ou du véhicule.

Le deuxième essai réel est prévu en avril 2014 avec la mise en place de tous les indicateurs proposés. Pour la suite du projet, on devra effectuer une fusion des métriques proposées dans le projet ActisurTT, non seulement celles issues de cette thèse mais aussi celles des partenaires, sera un point important à réaliser afin d'obtenir un système final qui correspond à l'objectif du projet.

Bibliographie

- [1] X. HAN, G. MOURIOUX, J. STÉPHANT et D. MEIZEL, « Utilisation du "zero moment point" pour le diagnostic de renversement de véhicule », *Journal Européen des Systèmes Automatisés (JESA)*, vol. 47, no. 4-8/2013, 2013.
- [2] X. HAN, G. MOURIOUX, J. STÉPHANT et D. MEIZEL, « About the prediction of all-terrain vehicles rollover », in *Proc. of Mechatronics-REM'2012*, November, 21-23 2012.
- [3] X. HAN, J. STÉPHANT et G. MOURIOUX, « Utilisation du "zero moment point" pour le diagnostic de renversement de véhicule », in *Journées Doctorales/Journées Nationales MACS (JDMACS)*, juillet, 11-12 2013.
- [4] X. HAN, G. MOURIOUX, J. STÉPHANT et D. MEIZEL, « Autours de la prédiction du renversement des véhicules tout terrain », in *Journées "AUTOMATIQUE et AUTOMOBILE" (JAA'11)*, juillet, 12-13 2011.
- [5] J. STÉPHANT, G. MOURIOUX, X. HAN et D. MEIZEL, « Uneven terrain mapping using an instrumented reconfigurable vineyard harvester », in *Congrès Français de Mécanique (CFM)*, août, 26-30 2013.
- [6] J. SOUSANIS, « World vehicle population tops 1 billion units », *WardsAuto*, 2011.
- [7] PCSBMA, « Blessures reliées au milieu agricole au canada », rap. tech., Programme canadien de surveillance des blessures en milieu agricole, 2012.
- [8] CCMSA, « Les chiffres utiles de la msa », rap. tech., La Caisse Centrale de la Mutualité Sociale Agricole, 2010.
- [9] L. JAULIN, M. KIEFFER, O. DIDRIT et E. WALTER, *Applied Interval Analysis*. London : Springer-Verlag, 2001.
- [10] P. HERRERO, P. GEORGIOU, C. TOUMAZOU, B. DELAUNAY et L. JAULIN, « An Efficient Implementation of SIVIA Algorithm in a High-Level Numerical Programming Language », *Reliable Computing*, p. 239–251, oct. 2012.
- [11] NHTSA, « Rating system for rollover resistance, special report 265 », rap. tech., The National Highway Traffic Safety Administration, 2002.
- [12] D. N. PENNY, « Rollover of sport utility vehicles », *The Physics Teacher*, vol. 42, p. 3–8, 2004.
- [13] M. BOUTELDJA, *Modélisation des Interactions dynamiques poids lourds / infrastructures pour la sécurité et les alertes*. Thèse doctorat, Université de Versailles Saint Quentin en Yvelines, 2005.
- [14] T. D. GILLESPIE, *Fundamentals of vehicle Dynamics*. SAE, 1992.
- [15] S. LAPAPONG, *Vehicle rollover prediction for banked surfaces*. Thèse doctorat, The Pennsylvania State University, 2010.
- [16] E. DAHLBERG, *Commercial Vehicle Stability-Focusing on Rollover*. Thèse doctorat, Royal Institute of Technology, Department of Vehicle Engineering, 2001.

-
- [17] F. REGISTER, « Consumer information regulations - federal motor - vehicle safety standards - rollover prevention », rap. tech., Office of the Federal Register, National Archives and Records Administration, June 1 2000.
- [18] I. S. JONES, *Road accident studies with particular reference to handling and stability characteristics of cars*. Thèse doctorat, University College London, 1973.
- [19] E. A. HARWIN et L. EMERY, « The crash-avoidance rollover study : a database for the investigation of single-vehicle rollover crashes », in *International Conference on the Enhanced Safety of Vehicles* (NHTSA, éd.), vol. 1, p. 470–477, May 29 - June 1 1989.
- [20] G. J. HEYDINGER, R. A. BIXEL, W. R. GARROTT, M. PYNE, J. HOWE et D. A. GUENTHER, « Measured vehicle inertial parameters - nhtsa's data through november 1998 », *Society of Automotive Engineers*, 1999.
- [21] S. LAPAPONG et S. N. BRENNAN, « Terrain-aware rollover prediction for ground vehicles using the zero-moment point method », in *Proc. ACC*, p. 1501–1507, 2010.
- [22] S. ROGERS et W. ZHANG, « Development and evaluation of a curve rollover warning system for trucks », in *IEEE IV2003 Intelligent Vehicles Symposium Proceedings*, p. 294–297, 2003.
- [23] E. PAPADOPOULOS et D. REY, « A new mesure of tipover stability margin for mobil manipulators », in *Proc. IEEE int. Conf. Robotics and Automation*, (Minneapolis, Minnesota), April, 1996.
- [24] A. G. NALECZ, L. ZHENGYU et K. D'ENTREMONT, « An investigation into dynamic measures of vehicle rollover propensity », rap. tech., SAE Transactions, No. 930831, 1993.
- [25] A. GHASEMPOOR et N. SEPEHRI, « A measure of stability for mobile manipulators with application to heavy-duty hydraulic machines. », *ASME Journal of Dynamic Systems*, vol. 120, p. 360–370, 1998.
- [26] N. BOUTON, *Stabilité dynamique des véhicules légers tout-terrain*. Thèse doctorat, Université Blaise Pascal, Clermont-Ferrand, 2009.
- [27] H. YU, L. GUVENC et U. OZGUNER, « Heavy duty vehicle rollover detection and active roll control », *Vehicle System Dynamics*, vol. 46, no. 6, p. 451–471, 2008.
- [28] D. ODENTHAL, T. BÜNTE et J. ACKERMANN, « Nonlinear steering and braking control for vehicle rollover avoidance », in *Proc. European Control Conference*, 1999.
- [29] R. LENAIN et B. THUILOT, « Mobile robot control on uneven and slippery ground : an adaptive approach based on a multi-model observer », in *IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems (IROS)*, (Vilamoura (Portugal)), October 2012.
- [30] R. KAMNIK, F. BOETTIGER et K. HUNT, « Roll dynamics and lateral load transfer estimation in articulated heavy freight vehicles : A simulation study », in *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers. Part D, Journal of automobile engineering*, p. Part D, 2003.
- [31] P. LIU, S. RAKHEJA et A. AHMED, « Dynamic rollover threshold of articulated freight vehicle », *International Journal of Vehicle Design. Heavy Vehicle Systems*, vol. 5, no. 3/4, p. 300–322, 1998.

- [32] S. C. PETERS et K. IAGNEMMA, « Stability measurement of high-speed vehicles », *Vehicle System Dynamics*, vol. 47, no. 6, p. 701–720, 2009.
- [33] S. C. PETERS et K. IAGNEMMA, « An analysis of rollover stability measurement for hight-speed mobile robots », in *Proc. IEEE Int. Conf. Robotics and Automation ICRA*, p. 3711–3716, 2006.
- [34] B.-C. CHEN et H. PENG, « Rollover warning for articulated heavy vehicles based on a time-to-rollover metric », *ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control*, vol. 127, p. 406–414, Sep 2005.
- [35] B.-C. CHEN et H. PENG, « Rollover warning of articulated vehicles based on a time-to-rollover metric », in *Proc. ASME IMECE*, vol. 67, (Knoxville), p. 247–254, 1999.
- [36] B.-C. CHEN et H. PENG, « A real-time rollover threat index for sport utility vehicle », in *Proc. Amer. Control Conf.*, vol. 2, (San Diego, California), p. 1233–1237, 1999.
- [37] M. VUKOBRATOVIC, A. FRANK et D. JURICIC, « On the stability of biped locomotion », in *Biomedical Engineering*, 1972.
- [38] K. HIRAI, M. HIROSE, Y. HAIKAWA et T. TAKENAKA, « The development of honda humanoid robot. », in *Proc. IEEE Int. Conf. Robotics and Automation*, vol. 2, p. 1321–1326, may 1998.
- [39] P. BIDAUD, H. XU et V. PASQUI, « A rotational perturbation platform based on a non-overconstrained 3-dof spherical parallel mechanism », in *Proceedings of CLAWAR'2010 : 13th International Conference on Climbing and Walking Robots and the Support Technologies for Mobile Machines*, (Nagoya, Japan), p. 936–945, 2010.
- [40] S. SUGANO, Q. HUANG et I. KATO, « Stability criteria in controlling mobile robotic systems », in *Proc. IEEE/RSJ Int. Conf. Intelligent Robots and Systems IROS*, vol. 2, (Yokohama, Japan), p. 832–838, July 1993.
- [41] B. SCHOFIELD, T. HÄGGLUND et A. RANTZER, « Vehicle dynamics control and controller allocation for rollover prevention », in *Proc. of the IEEE Int. Conf. on Control Applications*, (Munich, Germany), oct. 2006.
- [42] A. EL HADRI, *La modélisation de véhicule, l'observation d'état et estimation des forces pneumatiques ; application au contrôle longitudinal*. Thèse doctorat, Université Pierre et Marie Curie (Paris 6), 2001.
- [43] N. M'SIRDI, A. RABHI et A. NAAMANE, « Vehicle models and estimation of contact forces and tire road friction », in *4th International Conference on Informatics in Control, Automation and Robotics, ICINCO*, p. 351–358, 2007.
- [44] D. MEIZEL, S. PEYRAUD et S. RENAULT, « Un observateur non linéaire découplé pour estimer l'attitude 3d d'un véhicule », in *Actes de la septième Conférence Internationale Francophone d'Automatique (CIFA 2012)*, (Grenoble (France)), juillet 4–6 2012.
- [45] S. PEYRAUD, S. RENAULT et D. MEIZEL, « 3d localization and map matching of urban vehicles », in *Proc. of the 6th Europe/Japan congress on Mechatronics*, (Yokohama (JAPAN)), Nov. 22–24 2010.
- [46] E. BAKKER, H. PACEJKA et L. LINDER, « A new tire model with an application in vehicle dynamics studies », *SAE transaction*, vol. 98(6), p. 101–113, 1989.

- [47] H. PACEJKA, « The tyre as a vehicle component », in *26 th FISITA congress'96 : Engineering challenge human friendly vehicles*, 1996.
- [48] H. PACEJKA, « Tyre and vehicle dynamic », in *Elsevier Butterworth Heinemann*, 2006.
- [49] E. BAKKER, L. NYBORG et H. PACEJKA, « Tyre modelling for use in vehicle dynamics studies », *SAE transaction*, 1987.
- [50] F. BEN AMAR, *Modèles de comportement des véhicules tout terrain pour la planification physico-géométrique de trajectoires*. Thèse doctorat, Université de Pierre et Marie Curie, 1994.
- [51] B. MIECZYSLAW GREGORY, *Introduction to Terrain-Vehicle Systems*. The University of Michigan Press, 1969.
- [52] F. DJOHOR, N. K. M'SIRDI et A. NAAMANE, « Wheel-soil interaction model for all-terrain vehicles », in *The 2nd International Conference on Communications, Computing and Control Applications (CCCA'12)*, December, 6-8 2012.
- [53] R. MOORE, *Interval analysis*. Prentice Hall, 1996.
- [54] B. DELAUNAY, *Robust Parameter Identification using Interval Analysis Application to Diabetes*. Master de l'Institut des Sciences et Techniques de l'Ingénieurs d'Angers, 'August, 31' 2012.
- [55] M. CHANET, « Modèles de deflection », rap. tech., IRSTEA, 2013.
- [56] C. d'études Techniques Maritimes et FLUVIALES, « Le gps différentiel (dgps) et temps réel (gps rtk) », rap. tech., Ministère de L'écologie, de l'énergie, du développement durable et de l'aménagement du territoire, 2008.
- [57] L. JING, T. GEORGE et B. K. DAVID, « Accuracy and reliability of map-matched gps coordinates : the dependence on terrain model resolution and terpolation algorithm », *Computers Geosciences*, vol. 31, p. 241–251, 2005.
- [58] N. BOUTON, R. LENAIN, B. TUILOT et P. MARTINET, « A tire stiffness backstepping observer dedicated to all-terrain vehicle rollover prevention », *Advanced Robotics*, vol. 22, p. 1267–1285, 2008.
- [59] M. DOUMIATI, A. VISTORINO, A. CHARARA et D. LECHNER, « Lateral load transfer and normal forces estimation for vehicle safety : experimental test », *Vehicle System Dynamics*, vol. 47, no. 2, p. 1511–1533, 2009.
- [60] A. RABHI, *Estimation de la dynamique de véhicule en interaction avec son environnement*. Thèse doctorat, LSIS, 2005.
- [61] G. VENTURE, *Identification des paramètres dynamiques d'une voiture*. Thèse doctorat, Ecole Centrale de Nantes, 2003.
- [62] J.-F. W.KHALIL, « A new geometric notation for open and closed-loop robots », in *Proc. IEEE Int. CONF. on robotics and automation*, (San Francisco, USA), p. 1147–1180, April 1986.

Notations

CAO	:	Conception Assistée par Ordinateur
ESP	:	Electronic Stability Program (aussi appelé ESC pour Electronic Stability Control) : Contrôle Electronique de Stabilité de trajectoire
SRG	:	Systèmes de Références Géodésiques
GPS	:	Global Positioning System
CdG	:	Centre de gravité
ZMP	:	Zero Moment point
R_i	:	Repère i [$O_i, (\vec{x}_i, \vec{y}_i, \vec{z}_i)$]
B_i	:	Base i ($\vec{x}_i, \vec{y}_i, \vec{z}_i$)
$[T_{j \leftarrow i}]$:	Matrice de rotation de la base B_i vers la base B_j
E	:	Voie du véhicule [m]
\vec{g}	:	Accélération de pesanteur [m/s^2]
h_G	:	Hauteur du CdG par rapport au sol [m]
m	:	Masse [kg]
$I_{xx,yy,zz}$:	Les moments d'inertie suivant l'axe \vec{x} , \vec{y} et \vec{z} [$kg.m^2$]
$I_{xz,xy,yz}$:	Les produits d'inertie [$kg.m^2$]
$\vec{\Omega}_{B_i/B_j}$:	Vecteur(3×1) de la vitesse angulaire de la base B_i par rapport à la base B_j [rad/s]
$\vec{V}_{A \in \Sigma/R_i} _{B_j}$:	Vecteur(3×1) de la vitesse linéaire d'un point A appartenant au système par rapport au repère R_i exprimé dans la base B_j [m/s]
$\vec{\Gamma}_{G \in \Sigma/R_i} _{B_j}$:	Vecteur(3×1) de l'accélération linéaire d'un point A appartenant au système par rapport au repère R_i exprimé dans la base B_j [m/s^2]
$\vec{\mathfrak{R}}$:	Résultante des efforts
$\vec{\delta}_{A, \Sigma/R_i}$:	Moment dynamique du système, calculé au point A , par rapport au repère R_i
$\vec{M}_{A, \mathfrak{R}_{ext} \rightarrow \Sigma/R_i}$:	Moment des efforts extérieurs appliqués au système et calculé au point A par rapport au repère R_i
\vec{n}_i	:	Vecteur normal
$\left[\frac{d}{dt} \vec{\Omega}_{B_I/B_0} \right]_{B_I}$:	Vecteur de l'accélération angulaire de la base B_I par rapport à la base B_0 [rad/s^2] exprimé dans la base B_I
C_k	:	Points de contact roue/sol, $k = 1, 2, 3, 4$
a_y	:	Accélération latérale
h_r	:	Hauteur du centre de roulis
m_1	:	Masse non suspendue du véhicule
m_2	:	Masse suspendue du véhicule
ϕ	:	Angle de roulis

La méthode du modèle cinématique - Rappels théoriques

La structure mécanique du système de multi-corps étudié est constituée d'un système de plusieurs corps rigides qui sont assemblés par des liaisons mécaniques ou par des ressorts [60]. La formalisme Denavit-Hartenberg-Modifié (DHM) permet de décrire des robots ou plus généralement des assemblages à chaîne simple, arborescente ou fermée (Fig.A.1).

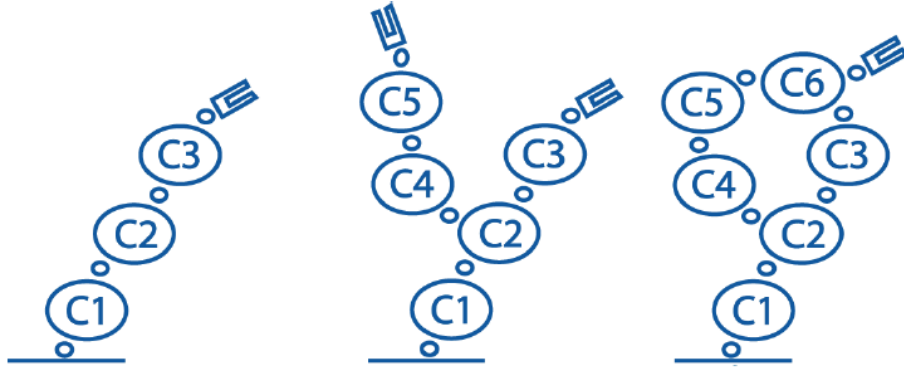


FIGURE A.1 – Les différentes structures de modélisation (de gauche à droite : chaîne simple, chaîne arborescente, chaîne fermée) [61]

La méthode se base sur les conventions suivantes :

- Le système défini est composé de $n + 1$ corps rigides notés C_j , avec $j = 0, \dots, n$ reliés entre eux par n articulations et certains sont munis d'organes terminaux.
- Le corps C_0 désigne la base du système.
- Les corps, ainsi que les articulations sont numérotés de façon croissante lors du parcours d'une chaîne depuis la base C_0 , vers l'organe terminal C_n .
- Le corps C_j est articulé via l'articulation j , c'est à dire que l'articulation j relie le corps C_j et son antécédent C_{j-1} : une liaison L_j est définie pour l'articulation.
- Le vecteur $q(n \times 1)$ désigne le vecteur des coordonnées généralisées associées au système. Il est composé des n variables articulaires q_i avec $i = [1, n]$.
- Le repère $R_j(O_j, x_j, y_j, z_j)$ est lié au corps C_j .
- O_{j-1} est le pied de la perpendiculaire commune, aux axes des liaisons L_{j-1} et L_j , situé sur l'axe de la liaison L_{j-1} .

La modélisation de façon systématique et automatique exige une méthode adéquate pour la description de la morphologie des systèmes étudiés. C'est dans ce but que les conventions

de Denavit et Hartenberg Modifiées (DHM) sont utilisées. Elles permettent une description homogène, avec un nombre minimum de paramètres géométriques, des architectures à chaîne simple ou complexe des systèmes mécaniques articulés [62].

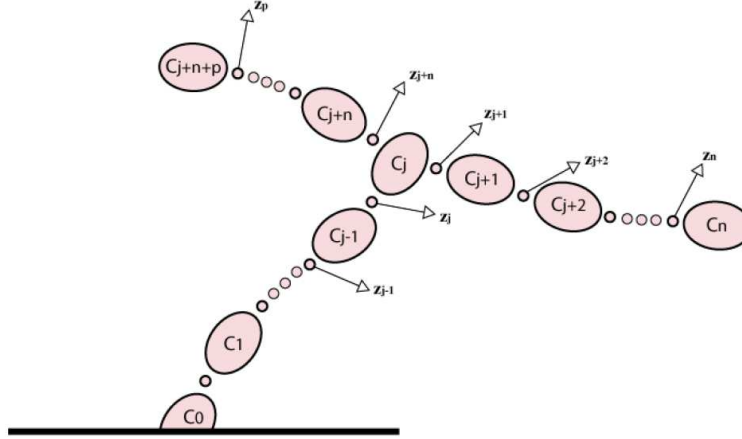


FIGURE A.2 – La modélisation des structures arborescentes

Les articulations simples dans cette modélisation peuvent avoir deux formes de descriptions : prismatique ou rotoïde, chacune disposant d'un seul degré de liberté (ddl). Ainsi, les articulations complexes (qui ont plus d'un ddl) peuvent être remplacées par les articulations simples, par exemple, une rotule peut être modélisée par trois liaisons rotoïdes d'axes concourants, une pivot glissant peut être représentée en combinant deux liaisons rotoïde et prismatique de même axe etc. Cela nous permet de simplifier les articulations complexes et les calculs qui leurs sont associés.

De ce fait, un corps C_j peut être soit réel, soit virtuel. Un corps est réel lorsqu'il a une représentation physique dans le système étudié. Il a alors une masse et une inertie.

Un corps virtuel est un corps de la chaîne cinématique du système n'ayant pas d'existence physique dans la structure mécanique de celui-ci. Autrement dit ce corps ne possède ni masse, ni inertie propre. Il s'emploie dans deux cas de figure :

- la matérialisation d'un degré de liberté supplémentaire : modélisation des articulations complexes. Par exemple pour un pivot glissant entre deux corps, il est nécessaire d'utiliser un corps virtuel entre le pivot et la rotoïde qui servent à définir l'articulation.
- la définition d'un repère supplémentaire attaché à un corps qui possède déjà un repère imposé par le paramétrage de DHM.

Afin d'obtenir les modèles géométriques, cinématiques et dynamiques du système, il faut définir un jeu de repères pour chacune des articulations. Soit R_j le repère associé au corps C_j . Il est défini par son origine O_j et une base orthonormée dont les axes sont notés (x_j, y_j, z_j) .

Le corps C_j est le successeur du corps C_{j-1} et l'antécédent du corps C_{j+1} . Le repère R_j est défini de la façon suivante :

- l'axe z_j est porté par l'axe de l'articulation j ,

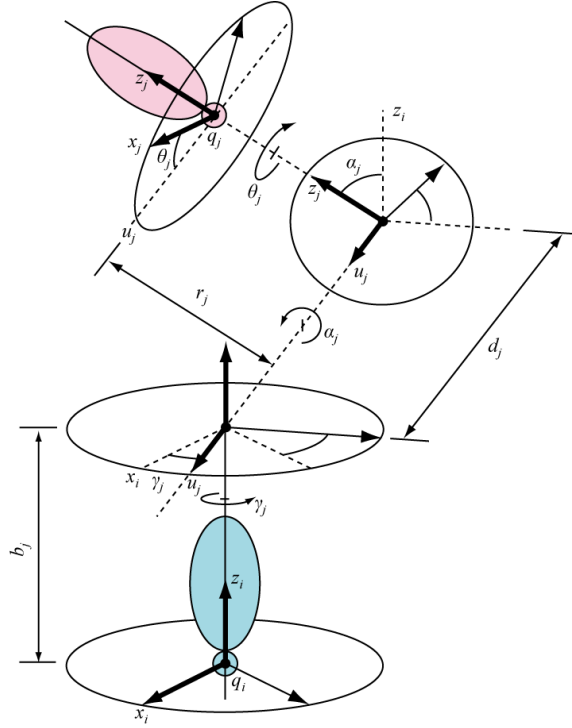


FIGURE A.3 – Paramètres géométriques pour un corps à plus de deux articulations

- l'axe x_j est porté par la perpendiculaire commune aux axes z_j et l'un des z_{j+1} , et orienté arbitrairement.
- L'axe y_j est pris de telle sorte que la base formée par (x_j, y_j, z_j) soit orthonormale directe.

L'axe u_j est alors construit sur la perpendiculaire commune aux axes z_{j-1} et z_j . Le changement de repère entre R_{j-1} et R_j s'effectue à l'aide des six paramètres géométriques $b_j, \gamma_j, d_j, \alpha_j, r_j$ et θ_j définis par :

- b_j est la distance entre x_{j-1} et u_j le long de z_{j-1} ,
- γ_j est l'angle entre x_{j-1} et u_j autour de z_{j-1} ,
- α_j est l'angle entre les axes z_{j-1} et z_j correspondant à une rotation autour de l'axe u_j ,
- d_j est la distance entre les axes z_{j-1} et z_j le long de l'axe u_j ,
- θ_j est l'angle entre les axes u_j et x_j correspondant à une rotation autour de l'axe z_j ,
- r_j est la distance entre les axes u_j et x_j le long de l'axe z_j .

La matrice de transformation $H_{j \leftarrow j-1}$ entre le repère R_{j-1} et le repère R_j dans l'espace s'écrit alors :

$$H_{j \leftarrow j-1} = A_j = \text{Rot}(z, \gamma_j) \text{Trans}(z, b_j) \text{Rot}(x, \gamma_j) \text{Trans}(x, d_j) \text{Rot}(z, \theta_j) \text{Trans}(z, r_j) \quad (\text{A.1})$$

$$H_{j \leftarrow j-1} = A_j = \begin{bmatrix} C\gamma_j C\theta_j - S\gamma_j C\alpha_j S\theta_j & -C\gamma_j S\theta_j - S\gamma_j C\alpha_j C\theta_j & S\gamma_j S\alpha_j & d_j C\gamma_j + r_j S\gamma_j S\alpha_j \\ S\gamma_j C\theta_j - C\gamma_j C\alpha_j S\theta_j & -S\gamma_j S\theta_j + C\gamma_j C\alpha_j C\theta_j & -C\gamma_j S\alpha_j & d_j S\gamma_j - r_j C\gamma_j S\alpha_j \\ S\alpha_j S\theta_j & S\alpha_j C\theta_j & C\alpha_j & r_j C\alpha_j + b_j \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (\text{A.2})$$

Avec les notations suivantes :

- $C_x = \cos(x)$, $x \in \alpha_j, \gamma_j, \theta_j$
- $S_x = \sin(x)$, $x \in \alpha_j, \gamma_j, \theta_j$

Lorsque le corps $j-1$ a un seul successeur C_j , l'axe x_{j-1} est alors confondu avec u_j et $b_j = 0$ et $\gamma_j = 0$. La matrice de transformation $H_{j \leftarrow j-1}$ est donnée par :

$$H_{j \leftarrow j-1} = A_j = \begin{bmatrix} C\theta_j & -S\theta_j & 0 & d_j \\ C\alpha_j S\theta_j & C\alpha_j C\theta_j & S\alpha_j & -r_j S\alpha_j \\ S\alpha_j S\theta_j & S\alpha_j C\theta_j & C\alpha_j & r_j C\alpha_j + b_j \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (\text{A.3})$$

La matrice de passage pour la branche de l'arborescence portant le corps terminal k est notée $T_{k \rightarrow 0}$. C'est la composition des matrices de transformation exprimant la position du repère R_k dans le repère R_0 :

$$H_{k \leftarrow 0} = A_1 A_2 \dots A_k \quad (\text{A.4})$$

Elle s'exprime alors sous forme :

$$H_{k \leftarrow 0} = \begin{bmatrix} T_{k \leftarrow 0} & P_{k \leftarrow 0} \\ 000 & 1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} s_{k \leftarrow 0} & n_{k \leftarrow 0} & a_{k \leftarrow 0} & P_{k \leftarrow 0} \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (\text{A.5})$$

avec les notations suivantes :

- $P_{k \leftarrow 0}$: vecteur (3×1) des coordonnées de l'origine O_k du repère R_k dans le repère R_0 ,
- $T_{k \leftarrow 0}$: la matrice (3×3) d'orientation du repère R_k dans le repère R_0 ,
- $s_{k \leftarrow 0}, n_{k \leftarrow 0}$ et $a_{k \leftarrow 0}$ les vecteurs (3×1) des coordonnées des vecteurs unitaires x_k, y_k et z_k dans le repère R_0 .

La variable articulaire q_j associée à l'articulation j est définie par :

$$q_j = \bar{\sigma}_j \theta_j + \sigma_j r_j \text{ avec } \bar{\sigma}_j = 1 - \sigma_j \quad (\text{A.6})$$

où σ_j caractérise le type d'articulation :

- $\sigma_j = 0$ pour une articulation j rotoïde,
- $\sigma_j = 1$ pour une articulation j prismatique,

Dans ces conditions, les repères R_i et R_j sont solidaires du même corps C_i .

La matrice jacobienne $J_i(q)$ de dimension $6 \times n$ se calcule en fonction des éléments des matrices de transformation $H_{i \leftarrow 0}$ pour $i = 1$ à n :

$$J_i(q) = [j_1 \dots j_{n-1} j_n] \quad (\text{A.7})$$

où : j_i est la colonne de dimensions (6×1) correspondant au vecteur \dot{q}_i des vitesses articulaires. Dans cette matrice,

-
- $j_i = \begin{bmatrix} z_i \\ 0_{3 \times 1} \end{bmatrix}$ lorsque l'articulation i est prismatique,
 - $j_i = \begin{bmatrix} z_i \times P_{j \leftarrow i} \\ z_i \end{bmatrix}$ lorsque l'articulation i est rotoïde, avec $P_{j \leftarrow i} = O_i \vec{O}_j$
 - $j_i = 0_{6 \times 1}$ lorsque l'articulation i ne se trouve pas sur le chemin entre le corps C_0 et le corps C_j ou lorsque i représente un repère fixe.

Principe de l'analyse par intervalle

Définition d'un intervalle Un intervalle $[x]$ est un sous-ensemble connexe fermé de \mathbb{R} , il est délimité par deux valeurs constituant une borne inférieure \underline{x} et une borne supérieure \overline{x} . Un intervalle contient tous les nombres réels compris entre ces deux bornes :

$$[x] = [\underline{x}, \overline{x}] = \{x \in \mathbb{R}, \underline{x} \leq x \leq \overline{x}\} \quad (\text{B.1})$$

Sachant $(a, b) \in \mathbb{R}$ et $a < b$, il y a 4 types d'intervalle possibles :

- $\{x \in \mathbb{R} | a < x < b\} =]a, b[$, intervalles ouvert et non fermé.
- $\{x \in \mathbb{R} | a \leq x \leq b\} = [a, b]$, intervalles fermé et non ouvert.
- $\{x \in \mathbb{R} | a < x \leq b\} =]a, b]$, intervalles ni fermé ni ouvert.
- $\{x \in \mathbb{R} | a \leq x < b\} = [a, b[$, intervalles ni fermé ni ouvert.

Le centre d'un intervalle ($mid([x])$) non vide et borné est définie par la relation suivante :

$$mid([x]) = \frac{\underline{x} + \overline{x}}{2} \quad (\text{B.2})$$

La longueur ($w([x])$) d'un intervalle non vide est donné comme :

$$w([x]) = \overline{x} - \underline{x} \quad (\text{B.3})$$

Calculs par intervalle Définissons d'abord les calculs par intervalle qui permettent de réaliser des analyses par intervalle pour la suite de ce travail. Connaissant 2 intervalles fermés et non vide $[x]$ et $[y]$, l'intersection de ces deux intervalles est défini :

$$[x] \cap [y] = \{z \in \mathbb{R} | z \in [x] \text{ et } z \in [y]\} \quad (\text{B.4})$$

L'union de ces 2 intervalles est alors :

$$[x] \cup [y] = \{z \in \mathbb{R} | z \in [x] \text{ ou } z \in [y]\} \quad (\text{B.5})$$

Si a est un nombre réel, on a la relation suivante :

$$\begin{aligned} a[x] &= [a\underline{x}, a\overline{x}], \text{ si } a \geq 0 \\ &= [a\overline{x}, a\underline{x}], \text{ si } a < 0 \end{aligned} \quad (\text{B.6})$$

Ayant 2 intervalles fermés et non vide $[x]$ et $[y]$, avec les 4 opérations de calcul classiques (défini \diamond), on définit $[x] \diamond [y]$ comme l'intervalle contenant toutes les valeurs prises par $x \diamond y$ comme la relation suivante :

$$[x] \diamond [y] = [\{x \diamond y \in \mathbb{R} | x \in [x], y \in [y]\}] \quad (\text{B.7})$$

Cela donne alors le principe de calcul pour un intervalle fermé et non vide comme l'équation suivante :

$$\begin{aligned}
 [x] + [y] &= \left[\underline{x} + \underline{y}, \bar{x} + \bar{y} \right] \\
 [x] - [y] &= \left[\underline{x} - \bar{y}, \bar{x} - \underline{y} \right] \\
 [x] * [y] &= \left[\min \left\{ \underline{x}\underline{y}, \underline{x}\bar{y}, \bar{x}\underline{y}, \bar{x}\bar{y} \right\}, \max \left\{ \underline{x}\underline{y}, \underline{x}\bar{y}, \bar{x}\underline{y}, \bar{x}\bar{y} \right\} \right]
 \end{aligned} \tag{B.8}$$

Notons l'identité des 2 formes $[x] * [y]$ ou $[x] [y]$, étant le produit multiple des 2 intervalles. Pour la division des intervalles, on a alors les relations suivantes :

$$\begin{aligned}
 1/[y] &= \emptyset & si & [y] = [0, 0], \\
 &= \left[1/\bar{y}, 1/\underline{y} \right] & si & 0 \notin [y], \\
 &= \left[1/\bar{y}, \infty[\right. & si & \underline{y} = 0 \text{ et } \bar{y} > 0, \\
 &= \left.] - \infty, 1/\bar{y}, \right] & si & \underline{y} < 0 \text{ et } \bar{y} = 0, \\
 &= \left.] - \infty, \infty, [\right. & si & \underline{y} < 0 \text{ et } \bar{y} > 0,
 \end{aligned} \tag{B.9}$$

La division de $[x] / [y]$ est calculé comme :

$$[x] / [y] = [x] * (1/[y]) \tag{B.10}$$

Exemple de solution par SIVIA d'un problème en 2D

Soit un domaine 2D défini par

$$\mathcal{D} = \left\{ \begin{array}{l} R^2 \geq (x - x_C)^2 + (y - y_C)^2 \\ y \leq y_A + (x - x_A) \left(\frac{y_B - y_A}{x_B - x_A} \right) \end{array} \right. \quad (\text{C.1})$$

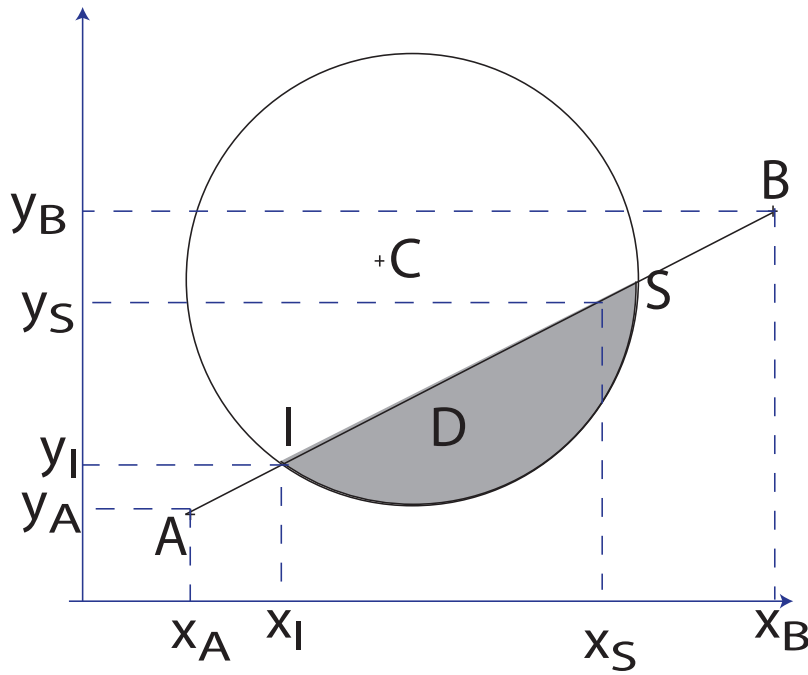


FIGURE C.1 – Le domaine considéré D , les extrémités (I, S) de ses bords

On se sera assuré que ce domaine est non vide et on aura calculé les extrémités I et S de ses bords (Fig. C.1).

Soit une boîte \mathcal{B} de bornes inférieure $[x_B^-, y_B^-]$ et supérieure $[x_B^+, y_B^+]$, la question posée est de définir :

- un test d'inclusion de \mathcal{B} dans \mathcal{D} qui donne “vrai” si $\mathcal{B} \subset \mathcal{D}$
- un test d'exclusion de \mathcal{B} et \mathcal{D} qui donne “vrai” si $\mathcal{B} \cap \mathcal{D}$ est vide

d'inclusion \mathcal{D} étant convexe, \mathcal{B} est inclus dans \mathcal{D} si et seulement si les 4 sommets $[x_B^-, y_B^-]$, $[x_B^-, y_B^+]$, $[x_B^+, y_B^-]$, $[x_B^+, y_B^+]$ satisfont les inégalités (2.33).

Test d'exclusion \mathcal{B} est extérieur au domaine \mathcal{D} si aucune de ses arêtes n'intersecte un bord de \mathcal{D} et si \mathcal{D} n'est pas inclus dans \mathcal{B} .

I et S sont les sommets du segment et de l'arc de cercle qui délimitent le domaine \mathcal{D} . Les bords du domaine \mathcal{D} sont

1. le segment \mathcal{S} défini par

$$\begin{cases} x_I < x < x_S \\ y = y_A + (x - x_A) \left(\frac{y_B - y_A}{x_B - x_A} \right) \end{cases} \quad (\text{C.2})$$

2. l'arc de cercle \mathcal{C} défini par

$$\begin{cases} x_I < x < x_S \\ y = y_C - \sqrt{R^2 - (x - x_C)^2} \end{cases} \quad (\text{C.3})$$

Il est facile de tester l'intersection de chaque arête horizontale ou verticale de \mathcal{B} avec les 2 bords \mathcal{S} (C.2) et \mathcal{C} (C.3).

Si ces 4 tests ne détectent pas d'intersection (comme la Fig. C.2), il nous faut une contrainte pour détecter ces situations.

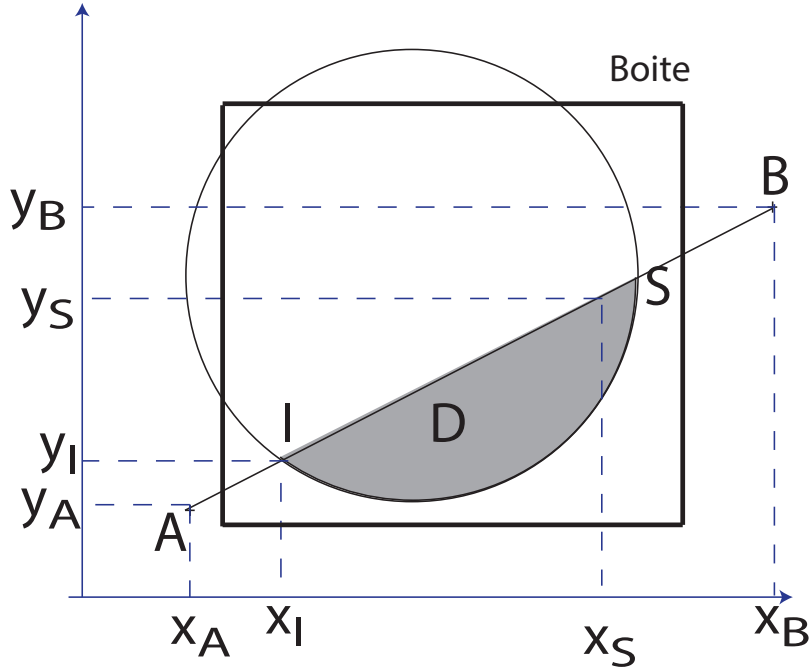


FIGURE C.2 – Le domaine considéré \mathcal{D} est compris dans la boîte. Elle doit être découpée ensuite

La contrainte proposée est la suivante. Soit $p_i (i = 1, 2, \dots, n)$ est un point aléatoire quelque soit dans le segment \mathcal{S} ou l'arc de cercle \mathcal{C} . Si $p_i (i = 1, 2, \dots, n)$ n'appartient pas à la boîte \mathcal{B} :

$$p_i \notin \mathcal{B}, i = 1, 2, \dots n \quad (\text{C.4})$$

Avec les 2 bords \mathcal{S} (C.2), \mathcal{C} (C.3), on est alors capable de détecter la situation pour laquelle, la boîte \mathcal{B} est à l'extérieur du domaine. Le nombre (n) pris pour le point p_i dépendent la précision du calcul et la taille de la boîte.

Sécurité des véhicules à roues en milieu tout terrain

Résumé :

Cette thèse fait partie d'un travail collaboratif avec des partenaires industriels et universitaires. Ses 2 principaux résultats sont :

- La modélisation en 3D d'une vendangeuse qui est un exemple typique de véhicule tout-terrain reconfigurable. Le contexte de l'environnement 'tout-terrain' a focalisé cette étude sur un modèle d'interaction pneumatique/sol qui prenne en compte les inégalités et les déformations du terrain. En particulier, on tient compte du fait que chaque contact roue/sol n'est pas ponctuel et qu'à fortiori, les 4 zones de contacts ne sont pas coplanaires. Un calcul ensembliste des zones de contact est fait en utilisant une version de l'algorithme SIVIA adaptée à MATLAB. Le résultat pour chaque zone de contact est un sous pavage ou une boîte englobante selon la précision et la rapidité de calcul souhaitée. On dispose ainsi d'un ensemble de polygones de sustentation pour faire un diagnostic de non renversement du véhicule.
- La définition de 2 indicateurs du risque de renversement sont ensuite proposés. L'un d'eux se base sur le concept de "Zero Moment Point (ZMP)" en calculant une distance de la position du ZMP par rapport aux 4 côtés de l'ensemble des polygones de sustentation. L'autre critère de tendance au renversement calcule la vitesse de rotation du véhicule par rapport à un ensemble d'axes de renversement. La prédiction du risque de renversement est proposée sous la forme de la prédiction de la position du ZMP ou du critère "Time to Rollover". Chacune de ces méthodes ont été évaluées avec des données expérimentales réelles et simulées.

La suite de ce travail est une mise en commun de ces résultats avec d'autres méthodes proposées par nos partenaires.

Mots Clefs :

Robotique, Véhicules à roues, Environnement-tout-terrain, Renversement, Diagnostic, Analyse par intervalles, Stabilité, ZMP

Security of all-terrain wheeled vehicles

Abstract :

This PhD is a part of a collaborative work with industrial and academic partners. It is structured into 2 main axes :

- 3D kinematical modelling of a grape harvester which is a typical example of an all-terrain reconfigurable wheeled vehicle. Due to the context of the all-terrain environment, the study has been focused on a tyre/ground interaction model that can cope with inequalities and deformations of the terrain. Particularly, one takes into account the fact that each wheel/ground contact is not punctual and that the 4 contact zones are not coplanar. An interval based computation of the contact zones is done by using VSIVIA which is a version of the SIVIA algorithm well adapted to MATLAB. The result for each contact zone is a subpaving or a bounding box according to desired the accuracy or speed of computation of the result. It yields a set of sustentation polygons that are further used to diagnose the reversal of the vehicle.
- 2 metrics for the reversal risk detection are then proposed. The former is based upon the "Zero Moment Point" (ZMP) concept and is the distance of the ZMP to the 4 edges of the set of sustentation polygons. The latter uses the computation of the rotation speed of the vehicle with respect to a set of reversal axes. The prediction of the reversal risk is proposed under by 1) a prediction of the ZMP and 2) "Time to Rollover" criterion. Each one of those methods have been evaluated by using real or simulated experiments.

This continuation of this work shall first begin with a concurrent use of the criteria developed in this PhD with the ones proposed by the partners of the project.

Keywords :

Robotics, Wheeled vehicle, All-terrain environment, Reversal risk, Diagnosis, Interval analysis, Stability, ZMP
